



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH ZÁSTAVBY ZADNÍ HNANÉ NÁPRAVY  
PŘÍMĚSTSKÉHO AUTOBUSU SOR**

DESIGN OF THE REAR DRIVE AXLE OF THE SUBURBAN BUS SOR

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Ondřej Pokorný**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Jan Fojtášek**

**BRNO 2019**

# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Ondřej Pokorný**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Jan Fojtášek**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Návrh zástavby zadní hnané nápravy příměstského autobusu SOR

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Moderní příměstské autobusy musí vyhovovat stále náročnějším požadavkům nejen z hlediska emisí motoru, obsluhy a údržby, ale také z hlediska podvozku. Ten je nutno přizpůsobit tak, aby vyhovoval především co se týče komfortu, hlučnosti, životnosti, stability a ovladatelnosti vozidla, při současném zachování minimálních rozměrů a přiměřených výrobních nákladů. Z těchto důvodů dochází k neustálému vývoji v této oblasti a hledání inovativních řešení.

### Cíle diplomové práce:

Práce se bude zabývat návrhem zástavby zadní hnané nápravy do nového typu příměstského autobusu SOR a bude obsahovat

- popis současného stavu produkce 12 m vozů SOR Libchavy pro příměstský provoz
- porovnání koncepcí řešení zástavby zadních náprav konkurenčních autobusů této kategorie
- porovnání zástavby tří různých použitelných typů zadních náprav a výběr nejvhodnější varianty
- zpracování uložení nápravy do rámu podvozku včetně konstrukce části rámu v jejím okolí
- určení limitních zatěžovacích stavů nápravy a definování zátěžných sil pro pevnostní analýzu
- pevnostní analýzu nosníku ramen nápravy s využitím počítačových simulací
- zhodnocení vybraného typu nápravy a její zástavby.

### Seznam doporučené literatury:

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

LEEMING, David John a HARTLEY, Reg. Heavy Vehicle Technology. 2nd edition. Leckhampton: Stanley Thomas, 1989. 260 s. ISBN 07-487-0275-X.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato práce se zabývá volbou vhodné nápravy a následným konstrukčním návrhem jejího uložení do rámu nového autobusu SOR. Je zde zpracováno zjištění zatěžujících sil při třech jízdních stavech. Dále je zde provedena pevnostní analýza nosníku nápravy, s využitím získaných sil.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Autobus, zadní náprava

## ABSTRACT

This thesis deals with the choice of suitable rear axle and the subsequent design of its placement into the frame of the new SOR bus. There is processed the determination of loading forces in three types of driving conditions. Furthermore, the strength analysis of the axle beam is carried out using the forces obtained.

## KEYWORDS

Bus, rear axle

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POKORNÝ, O. *Návrh zástavby zadní hnané nápravy příměstského autobusu SOR*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 70 s. Vedoucí diplomové práce Jan Fojtášek.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Fojtáška a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Ondřej Pokorný

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Janu Fojtáškoví za cenné rady a konzultace při jejím vypracování, zejména v oblasti simulace jízdních stavů. Dále bych chtěl poděkovat vedení firmy SOR Libchavy za umožnění spojení diplomové práce s reálnými pracovními zkušenostmi. V neposlední řadě vřele děkuji všem blízkým za podporu v průběhu studia.

## OBSAH

Úvod.....	10
1 Historie firmy SOR.....	11
2 Přehled současných 12 m příměstských vozů SOR.....	13
2.1 Model C12.....	14
2.1.1 Systém ESC.....	15
2.1.2 Systém EBS.....	16
2.2 Model CN12.....	16
2.3 Model CNG12.....	17
3 Porovnání koncepcí řešení konkurenčních vozů.....	19
3.1 Celkové rozměry vozů.....	19
3.2 Použité komponenty.....	20
3.2 Konstrukce rámu.....	21
4 Porovnání a výběr nejvhodnější varianty zadní nápravy.....	22
4.1 Převodové poměry.....	22
4.1.1 Vyhodnocení.....	23
4.2 Zástavbové rozměry.....	23
4.2.1 ZF AV-132.....	24
4.2.2 Dana G171.....	24
4.2.3 Meritor MC-17.....	25
4.3 Konečná volba nápravy.....	26
5 Zástavba zvolené nápravy.....	27
5.1 Souřadný systém.....	27
5.2 Návrh nosníku nápravy.....	28
5.2.1 Základní rozměry.....	28
5.2.2 Způsob uchycení vodících tyčí.....	29
5.2.3 Konečný návrh nosníku.....	30
5.3 Zástavba nápravy do rámu.....	32
5.3.1 Prostorové změny.....	33
5.3.2 Uchycení vodících tyčí.....	34
5.3.3 Uchycení měchů a tlumičů.....	37
5.3.4 Umístění vzduchojemů.....	38
5.3.5 Kompletace navrhované části rámu.....	39
6 Určení limitních zátěžných stavů a definování zátěžných sil.....	40
6.1 Zatěžující jízdní stavy.....	40
6.1.1 Statické zatížení vozidla.....	40



6.1.2 Brzdění na mezi adheze .....	40
6.1.3 Jízda na mezi překlopení .....	41
6.2 Analytický výpočet zatížení .....	42
6.2.1 Statické zatížení nosníku .....	42
6.2.2 Brzdění na mezi adheze .....	43
6.2.3 Jízda na mezi překlopení .....	44
6.3 Tvorba modelu v MBS Adams.....	45
6.3.1 Šablona zadní hnané nápravy .....	45
6.3.2 Šablona brzd .....	49
6.3.3 Výsledná sestava .....	50
6.3.4 Simulace brzdění na mezi adheze .....	51
6.3.5 Simulace jízdy na mezi překlopení .....	51
6.4 Porovnání výsledků obou přístupů.....	53
6.4.1 Statické zatížení .....	53
6.4.2 Brzdění na mezi adheze .....	53
6.4.3 Jízda na mezi překlopení .....	53
7 Pevnostní analýza nosníku nápravy.....	55
7.1 Příprava modelu pro MKP analýzu.....	55
7.2 Příprava sítě .....	56
7.3 Určení okrajových podmínek a zatížení .....	56
7.3.1 Materiálové charakteristiky .....	56
7.3.2 Kontakty a vazby .....	57
7.3.3 Zatížení .....	58
7.4 Výsledky analýzy .....	58
7.4.1 Statické zatížení .....	58
7.4.2 Brzdění na mezi adheze .....	59
7.4.3 Jízda na mezi překlopení .....	61
7.5 Zhodnocení výsledků .....	62
8 Zhodnocení vybrané nápravy a její zástavby .....	64
Závěr .....	65
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	68
Seznam příloh .....	70

## ÚVOD

Příměstské autobusy jsou nedílnou součástí běžného života řady z nás. Slouží k hromadné přepravě osob na okraji větších měst, nebo mezi menšími městy na úrovni okresů. Firma SOR v tomto směru nabízí celkem tři varianty vozů, které se za svoji historii staly oblíbenými u několika dopravních společností. Nicméně pro udržení konkurenceschopnosti s ostatními výrobci je zapotřebí stále inovovat. Za tímto účelem také vznikla tato práce.

# 1 HISTORIE FIRMY SOR

Počátky současného SORu se datují již ke konci druhé světové války, kdy firma fungovala jako strojní družstvo v zemědělské usedlosti ve Východních Čechách, přesněji v Dolních Libchavách, kde také sídlí dodnes. Za svou historii prošla firma řadou podstatných změn, jak z důvodů finančních, tak z důvodů politických. Přes sklad náhradních dílů pro zemědělské stroje, opravu a výrobu nových zemědělských strojů, výrobu mobilních buněk (tzv. maringotek), výrobu stavebního lešení až do dnešní doby, kdy se zaměřuje výhradně na návrh a výrobu autobusů celé řady využití.

Firma se vždy zaměřovala především na zákaznickou výrobu, proto bylo doposud vyrobeno značné množství různých modifikací téměř všech modelů. Nicméně, chtěl bych zde uvést pouze ty základní milníky v dosavadní historii.

První prototyp autobusu SOR byl dokončen v prosinci roku 1993. Jednalo se o malý linkový autobus (midibus) s označením C 7,5, tedy délka 7,5 m. Linkový autobus dále následovala městská verze s označením B 7,5 a poté tuto řadu doplnil také dálkový autobus LC 7,5. Tento druh autobusu úspěšně doplnil chybějící místo na trhu a pomohl tak odstartovat novou éru východočeské firmy.

Dalším krokem v produkci autobusů byl model C 9,5. Oproti předchozí krátké 7,5 m verzi měl tento model univerzálnější využití a tedy i vyšší užitnou hodnotu a díky tomu jej můžeme vidět v nabídce SOR dodnes. Podobně jako v předchozím případě byl také doplněn o verze pro městský a dálkový provoz.

Z důvodů zvýšených požadavků na přepravní kapacitu bylo nutné doplnit nabídku o delší vozy, proto byla v roce 2000 představena řada 10,5. Ta vznikla pouhým zvětšením rozvoru mezi nápravami o 1 150 mm při zachování všech základních komponent totožných s typem C 9,5. Tato délková varianta se později stala pro firmu neúspěšnější, s počtem vyrobených kusů přesahující 1 650. Rok 2000 se tedy řadí mezi další významné milníky v produkci SOR.

Následující rok přináší další rozšíření v nabídce SOR, přesněji v tomto roce vzniká první autobus poháněný motorem na stlačený zemní plyn. Jednalo se o 9,5 metrovou verzi s označením BG 9,5. Tento vůz poháněl agregát Cummins o výkonu 172 kW, s kterým byl autobus schopen urazit vzdálenost 450 až 700 km v závislosti na počtu zabudovaných tlakových lahví. Posléze byla verze 9,5 m doplněna o delší BG 10,5 a meziměstskou verzi CG 10,5.

Obliba kratších verzí autobusů ze strany zákazníků vedla v roce 2003 k představení prvních modelů tzv. standardní délky. Za standardní délku se všeobecně považují autobusy 12 metrové varianty. V této délce tedy postupně vznikly všechny nabízené modely.

V roce 2006 se vedení firmy rozhodlo rozšířit výrobní portfolio a zařadit tak do své produkce plně nízkopodlažní vozidla, využívaná především ve větších městech, kde se klade nárok na rychlou výměnu cestujících. Pro tuto potřebu vznikl zcela nový, jak z hlediska konstrukce, tak designu, model s označením NB představený ve standardní 12 m verzi, ale také v 18 m kloubové (článkové) verzi.

Úspěšný rozvoj firmy vedl k dalšímu rozšíření nabízených vozů. Vedle pohonu vznětovými motory, nebo motory na stlačený zemní plyn se jako vhodná varianta do budoucna nabízel

také pohon elektrický. Proto v roce 2007 vzniká první prototyp trolejbusu nesoucí označení TN 12A, tato verze vznikla zabudováním trakčního pohonu do již existující karoserie typu BN 12 (low entry – tento pojem bude vysvětlen v následujících kapitolách). Nicméně, v souvislosti se zájmem o plně nízkopodlažní autobusy vznikly v roce 2009 také modely TNB12 a TNB 18.

Pokrok v oblasti elektronických pohonů a již získané zkušenosti s výrobou trolejbusů vedl firmu v roce 2010 k návrhu a následné výrobě autobusu na elektrický pohon, který je zároveň nezávislý na pevné trakční síti. V tomto roce tedy vzniká ve firmě SOR první elektrobús s označením EBN 10,5, který je následně doplněn o kratší verzi EBN 9,5. O čtyři roky později (2014) je také představena verze EBN 11, která je však oproti předchozím vybavena sběračem, tzv. pantografem, díky kterému je autobus schopen dobíjení z tramvajové sítě.

Jako nejvýznamnější milník novodobé historie firmy se řadí rok 2016 a představení nové koncepce plně nízkopodlažního elektrobuse SOR ENS 12, který se odlišuje především, z mého hlediska doposud lehce opomíjeným, moderním designem vozu. Nový elektrobús následoval také dieselový NS 12 a na podzim minulého roku řadu NS doplnil také dieselový kloubový NS 18. Tímto konkurence schopným počinem se firma SOR opět zařadila mezi Evropskou špičku. [1]



*Obr. 1 První autobus SOR C 7,5, představení 1993 [1]*



*Obr. 2 Novodobý elektrobus SOR ENS 12, představení 2016 [1]*

## 2 PŘEHLED SOUČASNÝCH 12 M PŘÍMĚSTSKÝCH VOZŮ SOR

V současné době firma SOR nabízí 3 typy příměstských autobusů. U příměstských autobusů se můžeme setkat také s označením linkový, nebo regionální. Ve všech případech se jedná o vůz provozovaný na okraji velkých měst, nebo mezi menšími městy na úrovni okresu. Z pravidla se jedná o vůz poháněný vznětovým motorem osazeným manuální převodovkou z důvodu úspory paliva. Můžeme se také setkat s pohonem na stlačený zemní plyn (CNG).

### 2.1 C 12

Jedná se o středně podlažní příměstský autobus o standardní délky 12 m, vybaven dvojicí nástupních dveří. Na základě tohoto modelu také vznikla verze pro městský provoz (B 12) a verze pro dálkové trasy (LC 12).

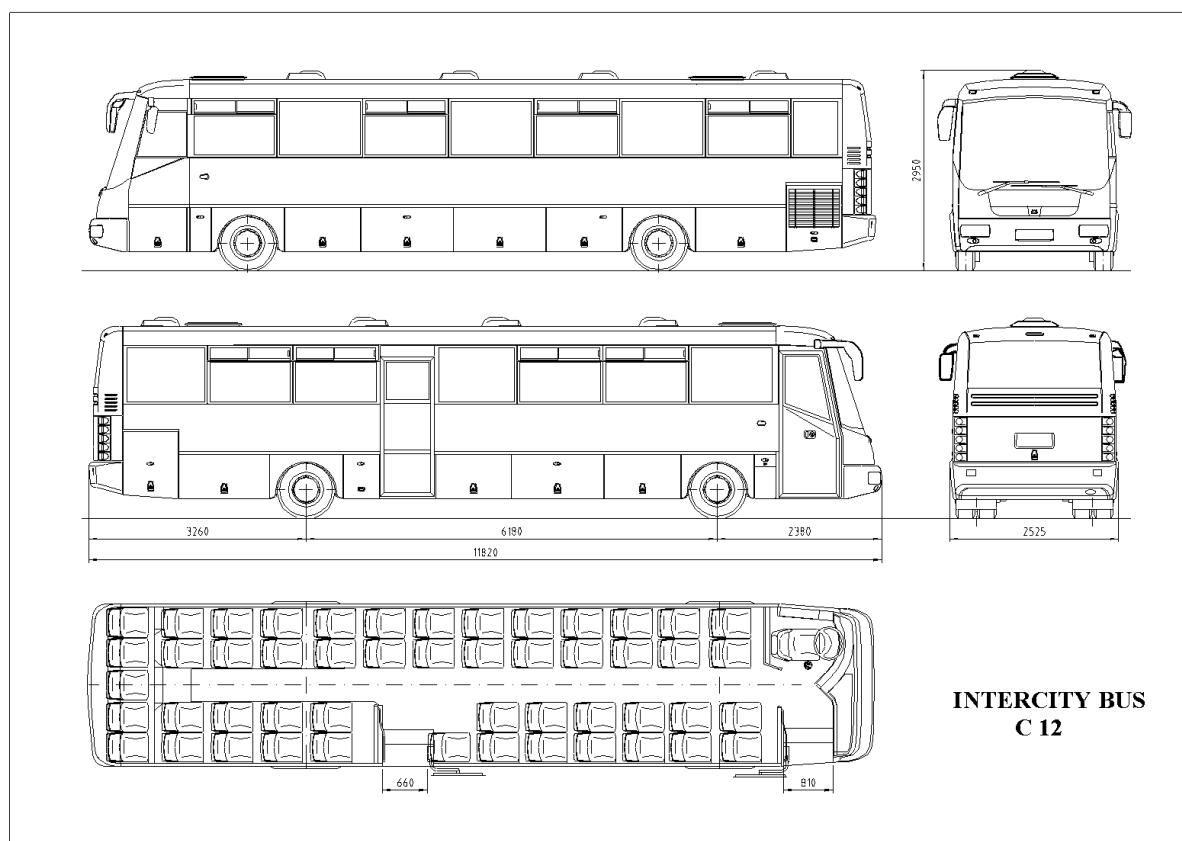
Co se týče pohonu, je vůz C 12 osazen vznětovým motorem plnící normu Euro VI od společnosti FPT (Fiat Powertrain Technologies) o objemu 6 728 cm<sup>3</sup>, disponující výkonem 210 kW při 2 500 min<sup>-1</sup> a točivým momentem 1110 Nm při 1250 min<sup>-1</sup>. Dále je motor osazen automatickou sekvenční převodovkou (AMT) výrobce ZF a hydraulickým retardérem Voith 123+. Maximální konstrukční rychlost vozu je stanovena na 100 km/h.

Z hlediska podvozku je vůz vybaven přední lichoběžníkovou nápravou ZF RL55EC a zadní hnanou tuhou nápravou Dana G150. Pérování u obou náprav je zajištěno pomocí pneumatických vlnovcových pružin, 2 pružiny vpředu a 4 vzadu. Brzdy jsou zde kotoučové, ovládané vzduchem. Řízení vozidla je vybaveno stabilizačními systémy ESC a EBS.

Kapacita sedadel se u této verze liší v závislosti na rozestavení sedaček v interiéru vozu, přítomnosti prostoru pro vozíčkáře, kočárek apod., pohybuje se v rozmezí 29-51 sedících. [2]

Tab. 1 Parametry autobusu SOR C 12 [1]

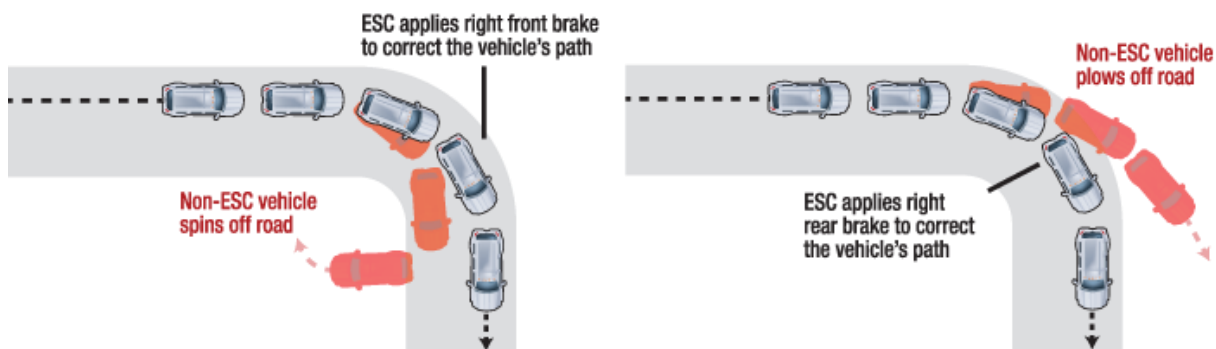
Délka [mm]	Přední převis [mm]	Rozvor [mm]	Zadní převis [mm]	Šířka [mm]	Výška [mm]	Max. povolená hmotnost [kg]	Rozměr pneumatik	Objem paliva [l]	Objem AdBlue [l]
11 820	2 350	6 180	3 260	2 525	2 950	16 500	285/70 R 19,5	200- 400	30



Obr. 3 Autobus SOR C 12 [1]

### 2.1.1 SYSTÉM ESC

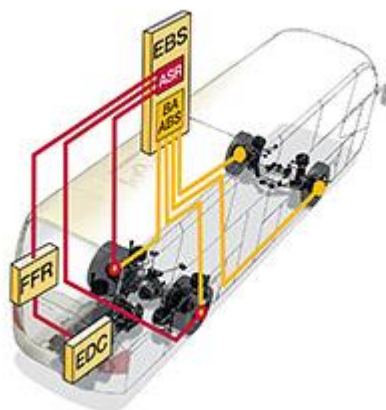
ESC (Electronic Stability Control) je systém zlepšující stabilitu řízení vozidla v krajních jízdních situacích, jako je např. rychlá jízda do zatáčky. Systém podle natočení volantu a rychlosti vozidla určuje správný směr pohybu a porovnává jej se skutečným chováním vozu, v krajních podmínkách (počátek skluzu) tak např. přibrzdí jedno kolo a přispívá tak k uvedení vozidla do správného směru. [3]



Obr. 4 Systém ESC [3]

### 2.1.2 SYSTÉM EBS

ESB (Eletronic Braking Systém) spojuje funkce ABS (protiblokovací systém) a ASR (regulace prokluzu) do jednoho. Výhodou tohoto elektronického systému oproti běžným pneumatickým je kratší reakční doba a tím zvýšená bezpečnost. Dále je systém schopen regulovat opotřebení brzdných komponentů využitím hydraulického retardéru. [4]



Obr. 5 Systém EBS [4]

## 2.2 CN 12

V tomto případě se jedná verzi autobusu s označením „low entry“. Za koncept Low Entry (dále již LE) označujeme vozy, u kterých je přední část vozu nízkopodlažní a zadní část, tedy od druhých dveří dále, je pak středněpodlažní. Tato verze autobusu se díky svému univerzálnímu použití, kdy částečně spojuje výhody nízkopodlažního autobusu, tj. především snadný nástup a výstup do vozu a komfort středně podlažní verze, stala mezi zákazníky velmi oblíbenou. Firmu SOR můžeme v České Republice považovat za průkopníka v produkci LE autobusů. Na rozdíl od ostatních značek, kdy verze LE vznikala z předchozího plně nízkopodlažního vozu, zvolili v SORu opačný postup. Nejprve tedy v roce 2003 vznikla LE verze BN 12 a poté ji následoval plně nízkopodlažní vůz NB.

Jak lze vidět z Obr. 6, konstruktéři u LE vozu vyřešili problémy se zástavbovými rozměry v zadní části vozu, prostor pro pohonný agregát, zadní nápravu a možnost použití manuální či automatické převodovky tzv. „hrbem“. Tento hrb rozděluje přední nízkopodlažní a zadní středněpodlažní část. Využití koncepce ze standardního meziměstského autobusu přineslo značné úspory a díky možnosti použití manuální či automatické převodovky také příznivou variabilitu v provozu.

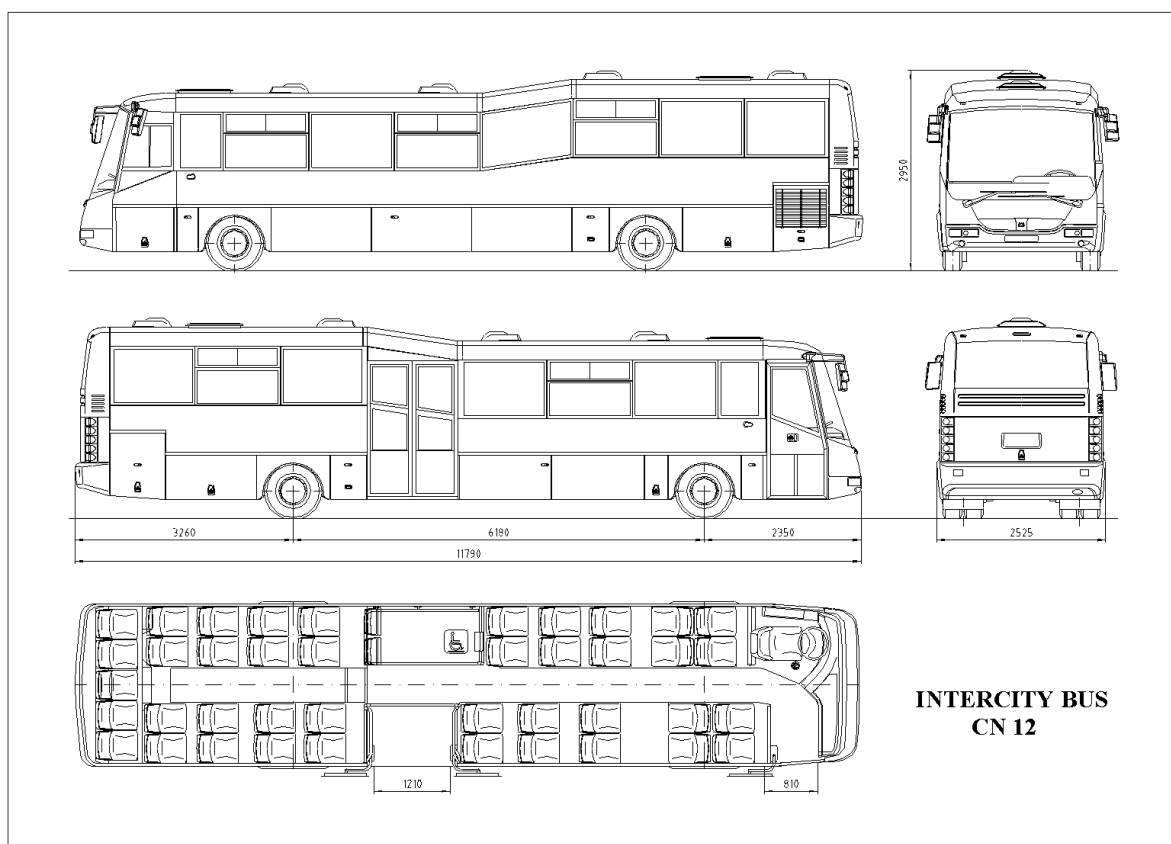
Model CN 12 je stejně jako model C v linkovém provedení dodáván se vznětovým motorem označení NEF 6, který je osazen stejnými komponenty. To samé platí také pro komponenty podvozku.

Co se týče kapacity sedadel, tak ta se u tohoto modelu pohybuje v rozmezí mezi 39-45 v závislosti na konfiguraci vnitřního prostoru. [5]



Tab. 2 Parametry autobusu SOR CN 12 [1]

Délka [mm]	Přední převis [mm]	Rozvor [mm]	Zadní převis [mm]	Šířka [mm]	Výška [mm]	Max. povolená hmotnost [kg]	Rozměr pneumatik	Objem paliva [l]	Objem AdBlue [l]
11 790	2 350	6 180	3 260	2 525	2 950	16 500	285/70 R 19,5	240-295	30



Obr. 6 Autobus SOR CN 12 [5]

## 2.3 CNG 12

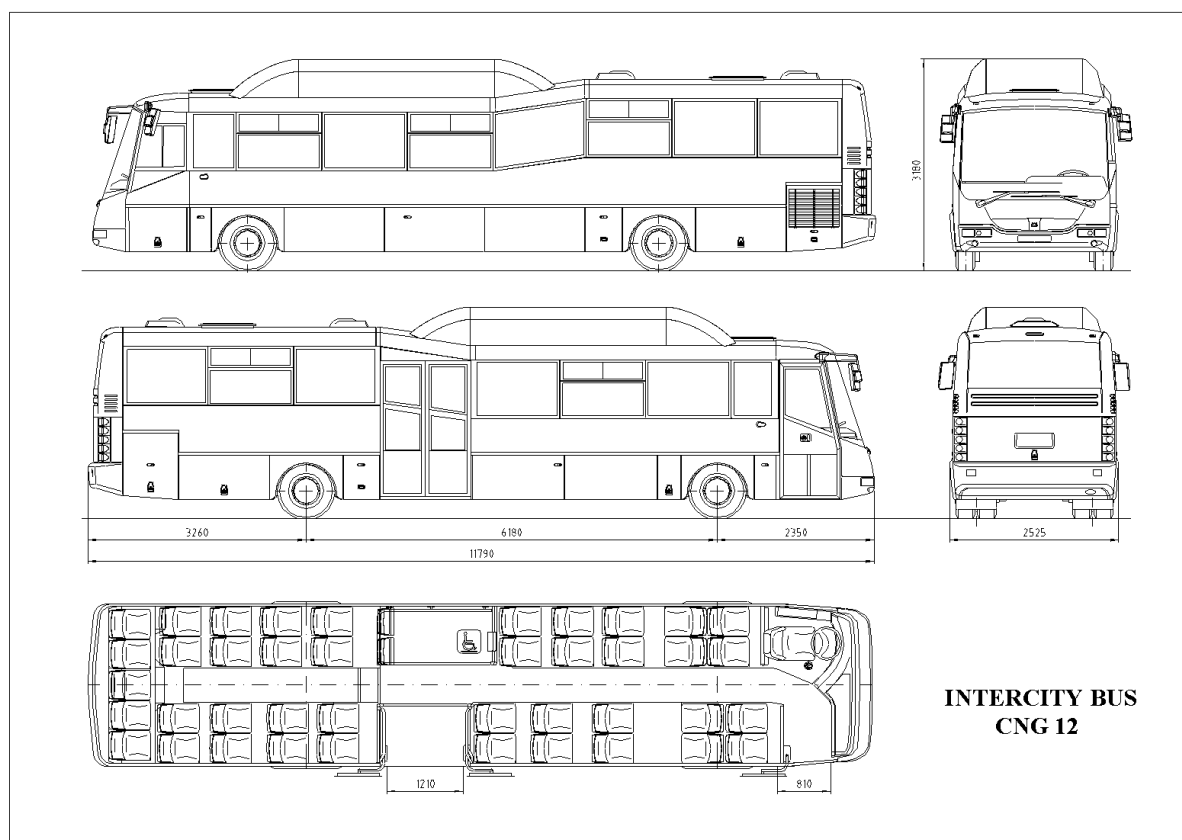
Vyjma pohonného agregátu se vozy na CNG od předchozí naftové verze konstrukčně nijak zvlášť neliší. Samozřejmě nesmím zapomenout na přidané tlakové lahve, umístěné na střeše, v přední části vozu.

Jako pohonný agregát je zde zvolen CURSOR8 od společnosti FPT a stejně jako u diesellové varianty splňuje Euro VI. Motor disponuje objemem 7 800 cm<sup>3</sup>, výkonem 213 kW při 2 000 min<sup>-1</sup> a točivým momentem 1 100 Nm při 1 100 min<sup>-1</sup>. K motoru se připojuje manuální

převodovka ZF 6S1311B0 společně s integrovaným retardérem. Konstrukční rychlost vozu činí 100 km/h. [6]

Tab. 3 Parametry autobusu SOR CNG12 [1]

Délka [mm]	Přední převis [mm]	Rozvor [mm]	Zadní převis [mm]	Šířka [mm]	Výška [mm]	Max. povolená hmotnost [kg]	Rozměr pneumatik	Objem paliva [l]
11 790	2 350	6 180	3 260	2 525	2 950	16 500	285/70 R 19,5	4 x 315



Obr. 7 Autobus SOR CNG 12 [6]

### 3 POROVNÁNÍ KONCEPCÍ ŘEŠENÍ KONKURENČNÍCH VOZŮ

Porovnání koncepce LE autobusů u konkurenčních značek bylo dosti omezeno dostupností veřejných dat. Ve většině případů se zde podařilo dohledat jen základní rozměry spolu s kapacitou sedadel a některé použité komponenty. Pro představu o konstrukčním řešení zástavby a uložení nápravy jsou tak tyto data pouze orientační.

#### 3.1 CELKOVÉ ROZMĚRY VOZŮ

V následující tabulce jsou konkurenční modely porovnány z hlediska základních rozměrů, kapacity sedadel a maximálnímu zatížení náprav. Jsou zde pro porovnání také zobrazeny rozměry modelů CN a NS. U modelu CN je však nutné brát v potaz použití menšího rozměru kol. Hodnoty v prázdných polích se bohužel dohledat nepodařilo.

Tab. 4 Porovnání konkurence z hlediska rozměrů vozu [1], [7],[8], [9], [10], [11], [12], [13]

Výrobce	Typ	Délka [mm]	Přední převis [mm]	Rozvor náprav [mm]	Zadní převis [mm]	Šířka [mm]	Výška [mm]	Kapacita sedící [-]	m <sub>Gp</sub> [kg]	m <sub>Gz</sub> [kg]
Iveco	Crossway line	12 050	2 725	6 030	3 295		3 140	47	6 300	11 600
Solaris	Urbino	12 000	2 700	5 900	3 400	2550	3 180	45		
Mercedes	Citaro	12 170	2 805	6 035	3 330	2550	3 315	34	7 500	12 600
Setra	Multiclass 415	12 330	2 700	6 330	3 300	2550	3 295	45		
MAN	Lions city	11 857		5 725		2550	2 880	43		
Volvo	8900	12 066	2 800	6 000	3 266	2550			7 100	12 000
Van Hool	A360	12 055	2 715	5 790	3 550	2550	3 300	41		
SOR	CN12	11 790	2 350	6 180	3 260	2525	2 950	41	5 800	10 700
SOR	NS12	12 000	2 700	5 900	3 400	2550	2 995	32	7 500	12 500

U modelu CN je vidět poměrně velký rozdíl v délce předního převisu. To je dáno právě použitím menšího rozměru pneumatik, který je již na hranici své únosnosti. Zatížení na nápravách se odvíjí od typu nápravy a pak také od délky zadního a předního převisu, čili čím kratší je např. přední převis, tím méně je přední náprava zatížena a naopak. Proto je náprava posunuta co nejvíce dopředu pro snížení jejího zatížení. U ostatních modelů se již hodnoty pohybují v podobných číslech.

Dále jsou zde patrné rozdíly v hodnotách rozvoru náprav. To je dáno již zmíněným zatížením nápravy, ale také to úzce souvisí s jízdní stabilitou a komfortem cestujících. Vozidlo s největší hodnotou rozvoru bude směrově stabilnější a bude mít menší sklon k houpání, na druhou stranu ale bude mít menší poloměr otáčení, což by mohlo znamenat komplikace při jízdě například po kruhovém objezdu.

Šířka je u všech vozů na své maximální hodnotě, 2 550 mm. Toto řešení je samozřejmě z důvodu stability vozidla, ale také pro maximální využití vnitřního prostoru pro cestující a zástavbě ostatních komponent. Je zde také vidět, že vozy SOR jsou vyjma autobusu A360 od společnosti Van Hool nejmenší. U modelu CN je ale tento fakt dán opět použitím menšího rozměru pneumatik a model NS je z řady nízkopodlažních vozů. Pro nový model CNS s většími koly se musí počítat s navýšením této hodnoty.

### 3.2 POUŽITÉ KOMPONENTY

Dohledané použité komponenty jsou uvedeny v Tab. 5. Zveřejněná data jsou v této oblasti opravdu minimální a tak je velmi složité jakéhokoliv porovnání. Za zmínku určitě stojí použité rozměry pneumatik, které jsou téměř u všech značek stejné. Dále by se dal porovnat objem paliva a AdBlue. Palivová nádrž bude u CNS umístěna v prostoru za zadními pravými koly. Tento prostor je tak přímo ovlivňován uložením a zástavbou zadní nápravy. Stejně tak nádrž pro AdBlue, která bude nejspíše umístěna za palivovou nádrží, tudíž na sebe tyto komponenty z hlediska potřebného prostoru navazují.

Tab. 5 Použité komponenty u konkurenčních vozů [1], [7],[8], [9], [10], [11], [12], [13]

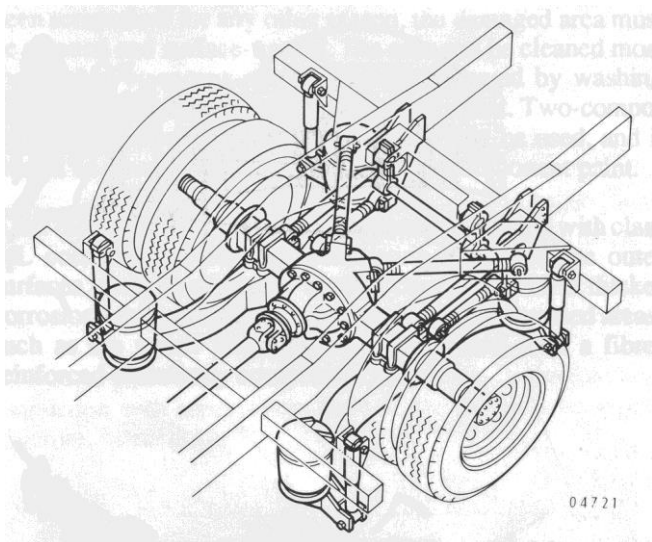
Výrobce	Typ	Převodovka	Stálý převod [-]	Přední náprava	Zadní náprava	Rozměr pneumatik	Objem paliva [l]	Objem AdBlue [l]
Iveco	Crossway line	Diwa 6, Ecolife, ZF	4,63, 5,63	RL 75 E		275/70 R22,5	200	80
Solaris	Urbino	Ecolife, Diwa 6		ZF nezávislá		275/70, 295/80 R22,5	200, 310	40, 50
Mercedes	Citaro	Diwa 6		ZF nezávislá	Mercedes 440	275/70 R22,5	260	21
Setra	Multiclass 415	Mercedes, Ecolife, Diwa 6				275/70, 295/80 R22,5	350	27
MAN	Lions city	Ecolife, Diwa 6				275/70 R22,5	300	
Volvo	8900	Volvo, Ecolife, Diwa	5,63	Volvo	Volvo	275/70, 295/80 R22,5	250, 280, 310	30, 48
Van Hool	A360	Voith DIWA6 / ZF ecolife					260	
SOR	CN12	Ecolife, 6S, 6AS	4,33	SOR	Dana G-150	285/70 R19,5	290	30
SOR	NS12	Ecolife	6,2	RL 82 EC	AV133	275/70 R22,5	300	50

Při vzájemném ovlivnění potřebného prostoru těchto nádrží je tak potřeba zvážit poměr mezi jednotlivými objemy. Čím větší bude objem palivové nádrže, tím bude samozřejmě delší dojezdová vzdálenost, na druhou stranu větší objem nádrže pro AdBlue znamená méně starostí s častým doplňováním ze strany obsluhy.

### 3.3 KONSTRUKCE RÁMU

V minulosti a z části i v současnosti byla většina rámců svařována z ocelových tenkostěnných profilů. Nicméně u nově představených modelů se již můžeme setkat s rámy z oceli nerezové, výjimečně i ze slitin hliníku.

Na následujících obrázcích jsou z části viditelné některá konstrukční řešení uložení zadní nápravy. Detailnější pohledy se bohužel z veřejných zdrojů dohledat nepodařilo.



Obr. 9 Uložení zadní nápravy autobusu Volvo [14]



Obr. 8 Nosníky zadní nápravy pro autobusy Mercedes a Setra [15]

## 4 POROVNÁNÍ A VÝBĚR NEJVHODNĚJŠÍ VARIANTY ZADNÍ NÁPRAVY

Z firemního zadání byly obdrženy k porovnání tři typy zadních náprav od různých výrobců. Kritéria pro jejich porovnávání byla zejména vyhovující převodové poměry pro manuální i automatickou převodovku, a dále zástavbové rozměry. Všechny tři varianty mají stejný způsob vedení a uchycení nápravy k rámu vozu. Pro přenos zatížení zde slouží celkem čtyři pneumatické měchy a náprava je vedena čtyřmi vodícími tyčemi, způsob uchycení bude detailněji popsán v kapitolách zaměřených přímo na zástavbu zvolené nápravy.

Nový model CNS12 se od předchozí verze CN12 rozlišuje především v použití 22,5“ kol, na rozdíl od dosavadních 19,5“ a dále odebráním takzvaného „hrbu“, který je zmíněn v kapitole 2.2. Tyto rozdíly s sebou přináší řadu zásadních změn z hlediska konstrukce zadní části vozu.

Porovnávané varianty:

- **Meritor MC-17**
- **ZF AV-132**
- **Dana G171**

### 4.1 PŘEVODOVÉ POMĚRY

V prvním kroku byly varianty porovnány z hlediska vhodných převodových poměrů. Zde je potřeba, aby převodové poměry na nápravě vyhovovaly jak pro manuální, tak i automatickou převodovku. Za vyhovující je označováno, když se výsledné otáčky motoru pohybují v oblastech nejvyššího točivého momentu, respektive nejnižší měrné spotřeby.

Byly zde vypočteny otáčky kola při rychlostech 80 a 100 km·h<sup>-1</sup>. Otáčky jsou počítány s odvaleným obvodem kola, který je převzat z interních tabulek a jeho hodnota činí 2 920 mm. [1]

Tab. 6 Vypočítané otáčky kola

Obvod kola [mm]	Rychlost [km·h <sup>-1</sup> ]	Otáčky kola [min <sup>-1</sup> ]
2 920	80	456
	100	570

Otáčky motoru jsou následně vypočteny vynásobením otáček kola, převodového poměru při šestém rychlostním stupni a převodového poměru nápravy, výsledky jsou zobrazeny v Tab. 5.

Otáčky motoru jsou zde barevně rozděleny, zelená – vyhovující, červená – nevyhovující. Žlutě označené hodnoty jsou brány jako hraniční, kdy při nižších otáčkách již motor ztrácí pružnost a jeho řízení se tak stává nevyhovující, jak z hlediska ekonomiky provozu, tak i komfortu řidiče a cestujících. Podobná hranice je i u oranžově označených hodnot. Motor, který bude ve vozidle použit, má stanoveny přeběhové otáčky na 2 500 min<sup>-1</sup>, oranžově označené hodnoty jsou již blízko této hranici. Nápravy Meritor a Dana jsou nabízeny každá ve třech variantách převodového poměru, zatímco firma ZF nabízí pouze jednu variantu.

Tab. 7 Výsledné otáčky motoru

			Typ převodovky		
			automatická EcoLife	manuální EcoLite	manuální EcoShift
		Převodový poměr na 6-tý stupeň	0,615	0,78	0,805
Výrobce nápravy	Rychlost vozu [km·h <sup>-1</sup> ]	Převodový poměr nápravy	Otáčky motoru [min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru [min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru [min <sup>-1</sup> ]
Dana	80	4,56	1 279	1 622	1 674
	80	5,57	1 562	1 981	2 045
	80	6,83	1 915	2 429	2 507
	100	4,56	1 599	2 027	2 092
	100	5,57	1 953	2 476	2 556
	100	6,83	2 394	3 037	3 134
Meritor	80	4,63	1 298	1 700	1 700
	80	5,63	1 579	2 067	2 067
	80	6,17	1 730	2 265	2 265
	100	4,63	1 623	2 058	2 124
	100	5,63	1 974	2 503	2 583
	100	6,17	2 163	2 743	2 831
ZF	80	5,22	1 464	1 857	1 916
	100	5,22	1 830	2 321	2 395

#### 4.1.1 VYHODNOCENÍ

V případě nápravy Dana se nabízí možnost použití převodového poměru 5,57 pro automatickou převodovku EcoLife, 4,56 pro manuální EcoLite a 4,56 také pro EcoShift.

Při zvolení nápravy Meritor by vyhovoval převodový poměr 5,63 a 6,17 pro EcoLife a 4,63 pro EcoLite a EcoShift.

Jak již bylo zmíněno, firma ZF nabízí pouze jeden převodový poměr. Nabízená náprava tak nedisponuje stejnou variabilitou, jako zbylé 2 varianty a zároveň je nevyhovující při použití automatické převodovky.

#### 4.2 ZÁSTAVBOVÉ ROZMĚRY

Dále byly nápravy porovnány z hlediska zástavbových rozměrů a jednotlivých komponent, zejména rozmístění vodících tyčí.

#### 4.2.1 ZF AV-132

Náprava ZF AV-132 je jako jediná dodávána již kompletně osazená nosníky, měchy, tlumiči a vodícími tyčemi. Tento fakt s sebou přináší jisté výhody v usnadnění celkového návrhu, kdy je vynechána konstrukce, vývoj a výroba nosníků, nicméně také s sebou přináší nevýhodu z důvodu nemožné modifikace pro individuální potřeby nové verze autobusu. Po vložení nápravy ZF do zběžného modelu zadního rámu byly zjištěny pravděpodobné komplikace s uchycením vodících tyčí spojujících nápravu s rámem vozu. Bod uchycení k rámu se nacházel v oblasti, kdy by již podstatně zasahoval do okolí nápravy a omezoval tak možnost dalšího využití těchto prostor. Při přihlédnutí na nevyhovující převodové poměry a pravděpodobné komplikace se zástavbou, byla náprava ZF pro další porovnávání vyřazena z výběru.



Obr. 10 Náprava ZF AV-132 [16]

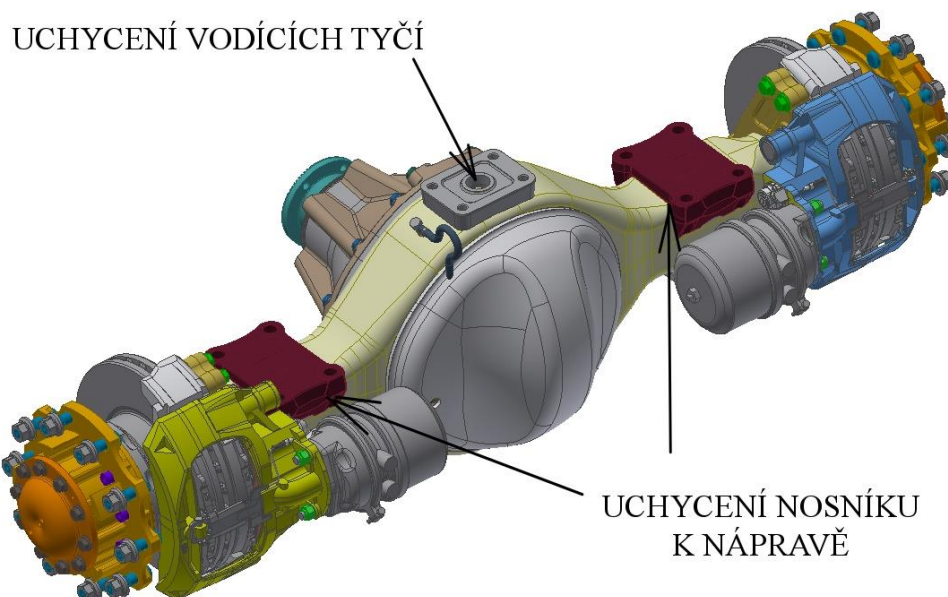
#### 4.2.2 DANA G171

Oproti předchozí nápravě ZF se tato náprava dodává bez ostatních komponent, stejně jako Meritor. V předchozí kapitole 4.2.1 byla již vyřazena z výběru náprava ZF, proto budou vlastnosti nápravy Dana nadále porovnávány jen s nápravou Meritor.

Z hlediska zástavbových rozměrů a způsobu uchycení by zde při prvním náhledu mohly vznikat problémy ve způsobu uchycení vodících tyčí přímo na nápravě. Obě tyče jsou zde uchyceny v jednom bodě, respektive jsou uloženy přes jeden společný silentblok. Takto realizované uložení by s sebou mohlo přinášet problémy z důvodu vysokého namáhání společného silentbloku a tedy jeho snížené životnosti. Další z faktů je, že při porovnání s nápravou Meritor je tento bod uložení umístěn v relativně velké výšce, cca o 100 mm, což by znamenalo nutnost významnějšího posunutí výšky podlahy a přestavby rámu pro zajištění



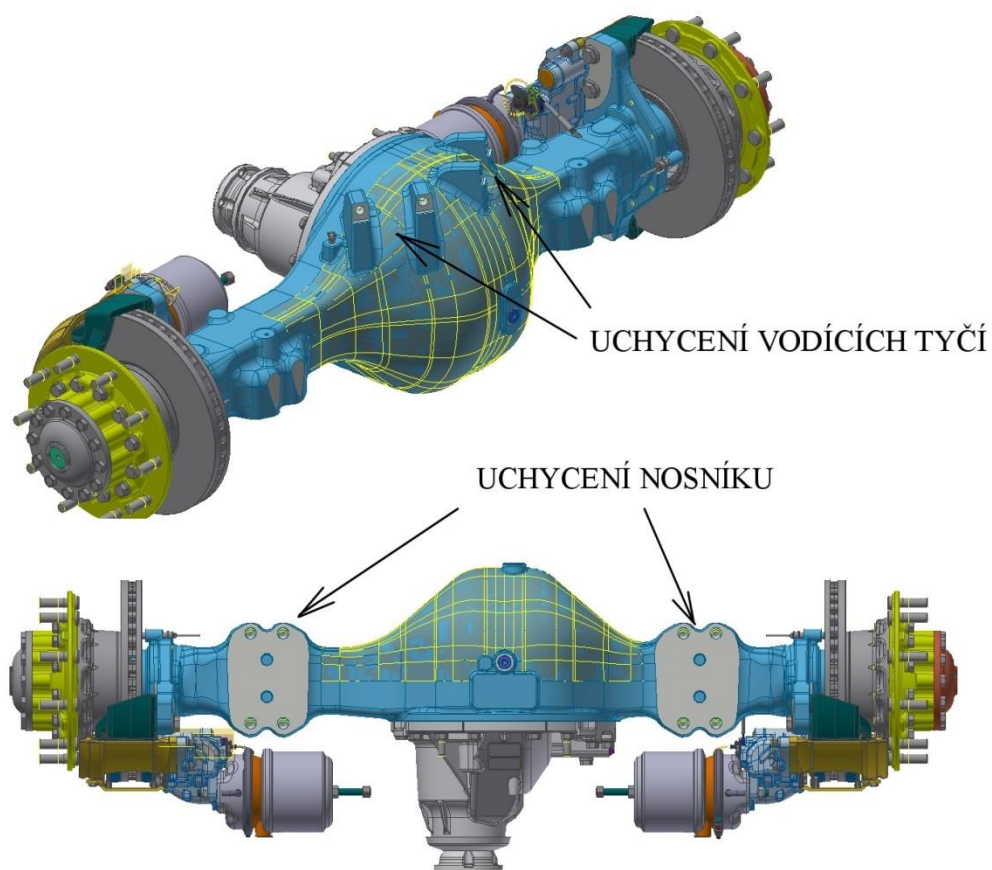
potřebného prostoru nad nápravou. V porovnání s konkurencí je zde méně příznivě umístěno spojení s kardanovou hřídelí vedoucí od motoru, cca o 18 mm od podélné roviny vozu a o 13 mm níže. Umístění tohoto bodu určuje úhel natočení kardanové hřídele, kdy tento úhel ovlivňuje maximální možné otáčky hřídele. Výhodou nápravy Dana je širší rozmístění šroubů pro uchycení nosníku k nápravě, tento rozdíl působí příznivěji z hlediska namáhání při širším rozmístění měchů. Na druhou stranu, způsob uchycení je zde realizován stažením nosníku k nápravě přes šroub s maticí, což vede k použití šroubů o 140 mm delších, než u Meritor, kde jsou šrouby zajištěny přímo v nápravě. Rozdíl těchto délek, při použití vysokopevnostních šroubů M24, znamená také již značný cenový rozdíl, který u sériového vozu nelze zanedbávat.



*Obr. 11 Náprava Dana G171*

#### 4.2.3 MERITOR MC-17

V podstatě všechny výhody i nevýhody pro nápravu Meritor již byly zmíněny v předchozí kapitole 4.2.1. Na Obr. 12 je vidět způsob a místo uchycení vodících tyčí. Každá vodící tyč má své místo uchycení, napětí je tak rozloženo a nesoustředí se do jednoho místa. Oba tyto body uchycení jsou zároveň podstatně níž, než u nápravy Dana. Zástavba této nápravy by tedy nebyla tolik náročná na úpravy zadní části rámu. Uchycení nosníku k nápravě je zde realizováno přes závity přímo v nápravě.



*Obr. 12 Náprava Meritor MC-17*

### 4.3 KONEČNÁ VOLBA NÁPRAVY

Již v průběhu porovnávání vyšlo najevo, že nejlepší volbou bude náprava od Americké firmy Meritor. Z hlediska převodových poměrů nabízí dostatečnou flexibilitu pro použití všech třech variant převodovky a z hlediska zástavby do rámu se zde nepředpokládají tak zásadní změny, jako u zbylých dvou variant. V následujících krocích práce bude tedy proveden návrh zástavby zvolené nápravy.

## 5 ZÁSTAVBA ZVOLENÉ NÁPRAVY

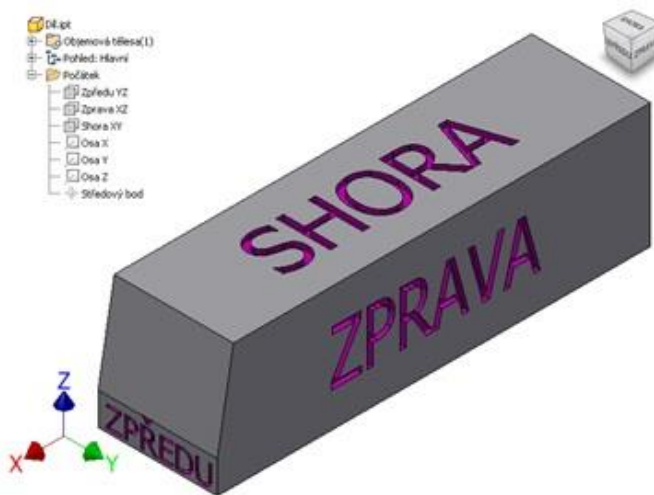
Jedním z hlavních cílů práce bylo zpracování zástavby vybrané nápravy do rámu vozu, společně s návrhem rozmístění komponent v okolí nápravy. Prvotní návrh základních rozměrů rámu a rozestavení měl na starosti kolega, úkolem této práce pak bylo zvolit nejvhodnější způsob zástavby a uchycení nápravy a navrhnout okolní prostory. Nutno podotknout, že byly v práci využity cenné rady od zkušených spolupracovníků. Samozřejmě byl také kladen důraz na možnost využití dílů z předešlých autobusů a dále na možnost unifikace pro pravděpodobné následující verze autobus, např. zástavba plynového motoru, nebo přidání třetích dveří.

Doposud byla kola rozměru 22,5“ použita pouze v městských přízemních vozech, z toho důvodu nešlo vycházet z rámu předchozí verze CN. Dále, meziměstské LE vozy se od městských nízkopodlažních liší především v zadní části vozu, viz kapitola 2.2, proto nebylo možné vycházet z konceptu ani tohoto rámu (převzata byla pouze přední část).

Ačkoli nešlo vycházet z již zpracovaných projektů (NS, CN), jedná se o portálovou nápravu a způsob uchycení nápravy zůstává stejný, proto zde byla získána inspirace. Náprava je vedena dvěma páry vodících tyčí, kdy jeden pár je přichycen přímo k nápravě a druhý je přichycen k nosníku nápravy. Druhé konce tyčí jsou přichyceny k rámu vozu. Dále jsou zde čtyři pneumatické měchy a čtyři hydraulické tlumiče. Pro prvotní návrh byly tedy převzaty některé základní rozměry a principy uložení nápravy.

### 5.1 SOUŘADNÝ SYSTÉM

Pro snazší pochopení popisu navrhování je potřeba definovat umístění a orientaci počátku souřadného systému. Ten je dle zvyklostí ve firmě soustředěn do průniku osy zadní nápravy s podélnou střední rovinou vozu (XZ). Přičemž kladný směr osy  $x$  je ve směru jízdy a kladný směr osy  $z$  směřuje od roviny vozovky nahoru, viz Obr. 13.



Obr. 13 Orientace os souřadného systému [1]

## 5.2 NÁVRH NOSNÍKU NÁPRAVY

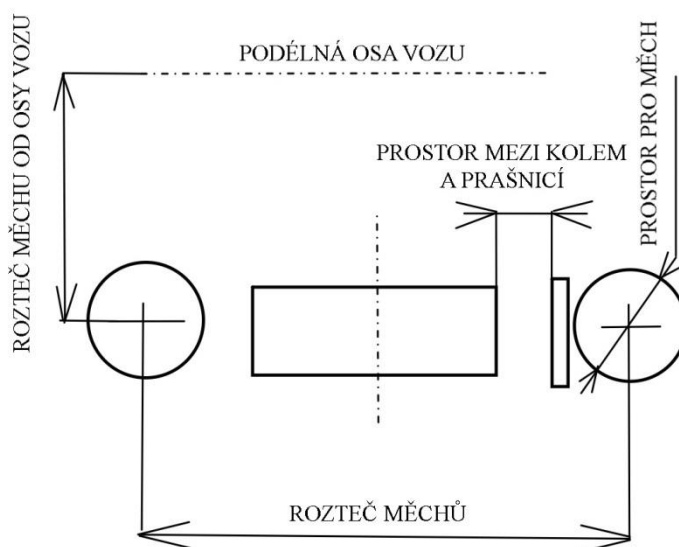
Nosník nápravy slouží k přenesení silových účinků mezi nápravou s koly a karoserií vozu. Zachycuje síly od pneumatických pružin, tlumičů a vodících tyčí, které jsou při extrémních jízdních stavech velmi vysoké.

### 5.2.1 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY

Na začátek návrhu nosníku byly definovány dva nejdůležitější rozměry a to podélná rozteč uchycení pneumatických vaků od osy rotace kola ve směru osy  $x$  a vzdálenost tohoto bodu od podélné roviny  $XZ$ .

Podélná rozteč se v zásadě odvíjela z průměru pneumatik, kdy byl dále přidán prostor pro možný pohyb kola, prostor pro případnou montáž zimních řetězů a prostor pro deformaci pneumatického vaku při jeho stlačení. Prostor pro pohyb kola byl převzat z modelu NS, kde činil zhruba 20 mm, pro montáž řetězů byl stanoven na 25 mm a prostor pro deformaci měchu při stlačení byl stanoven výrobcem na průměr 335 mm.

Vzdálenost uchycení vaku od podélné osy  $x$  byla zvolena v závislosti na porovnání rozměrů předchozího modelu CN, modelu NS s 22,5“ koly. Čím větší vzdálenost, tedy širší umístění měchů, tím by se dalo předpokládat stabilnější vozidlo, zároveň však bude nosník více namáhán, proto je nutné uvážit, jak velký bude přínos pro stabilitu vozidla naproti náročnější (ve výsledku dražší) konstrukci nosníku. Zde bylo rozhodnuto nezacházet do možných extrémů a volit tak jakousi střední cestu při porovnání již zmíněných modelů. Počáteční hrubá skica se zakótovanými rozměry je zobrazena na Obr. 14.



Obr. 14 Skica základních rozměrů

### 5.2.2 ZPŮSOB A UMÍSTĚNÍ VODÍCÍCH TYČÍ

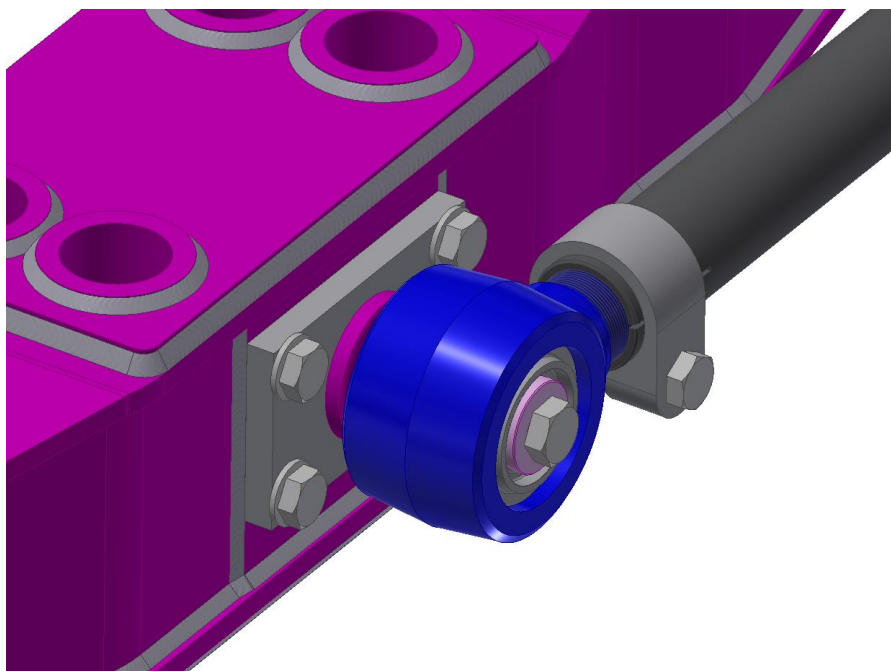
V dalším bodě bylo nutné určit, jak a kde bude k nosníku připevněna vodící tyč. Způsob uchycení se zachoval stejný, jako u předešlého modelu CN. Nosník bude osazen čepem, na který bude nasazena hlava vodící tyče společně se silentblokem. Bylo tak měněno pouze místo uchycení. Pro začátek byla také zvolena vodorovná poloha tyčí vůči zemi.



Obr. 15 Vodící tyč

V případě vodících tyčí byl návrh směřován podle doporučení o snahu dosáhnout co největší rozteče mezi hlavami se silentbloky. Toto doporučení padlo skrze torzní namáhání silentbloku, čili čím delší tyč, tím menší úhel natočení při pohybu nápravy. Zároveň také bylo nutné uvažovat stejnou délku obou párů tyčí při jejich průmětu do podélné roviny XZ a spolu s tím je také potřeba zajistit rovnoběžnost těchto průmětů. Takto se eliminovaly nežádoucí výkyvy nápravy při pohybu ve svislém směru. Stejná délka tyčí znamená stejný poloměr otáčení, tedy stejný rádius, po kterém se náprava pohybuje. Dále již budou vodící tyče uchycené k nosníku nápravy označovány jako „spodní“ a tyče připevněné přímo na nápravu jako „horní“.

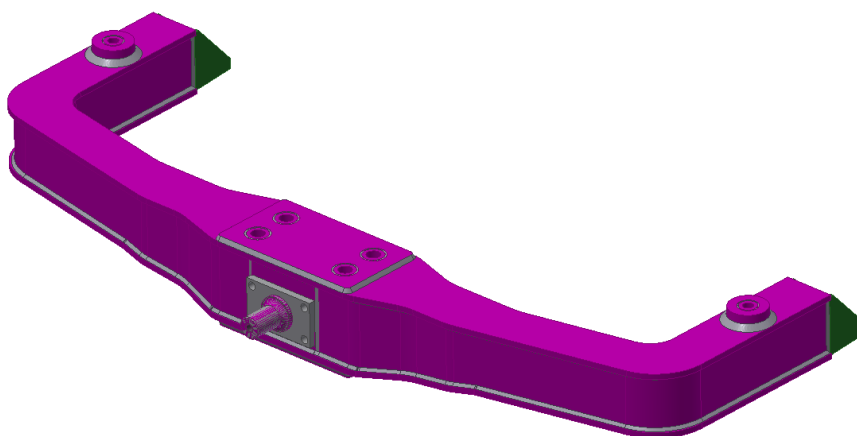
Jelikož je rozmístění horních tyčí omezeno danými držáky na nápravě, viz kapitola 4.2.3, bylo v tomto bodě také nutné uvažovat následné uchycení horních vodících tyčí do rámu. Horní vodící tyče jsou na nápravě uchyceny do tvaru „V“, délka těchto tyčí tak musí být větší, než délka spodních, které jsou rovnoběžné s osou  $x$ . Nebylo tedy možné si zvolit libovolné umístění ani délku spodních tyčí z důvodu omezených celkových rozměrů rámu. Při porovnání všech kritérií tak padla konečná volba uchycení tyče do středu nosníku, respektive do roviny protínající osu rotace kola a pomyslný bod kontaktu kola s vozovkou. Tím se posunula délka tyče téměř na maximum vzhledem k délce a uchycení tyče horní. Délka spodních vodících tyčí, pro první návrh, činí 647 mm a horních 821 mm, jedná se o rozteč mezi body uchycení tyčí. Nutno ještě upřesnit, že vodící tyče jsou opatřeny závitem a je tak možné je seřadit dle potřeby.



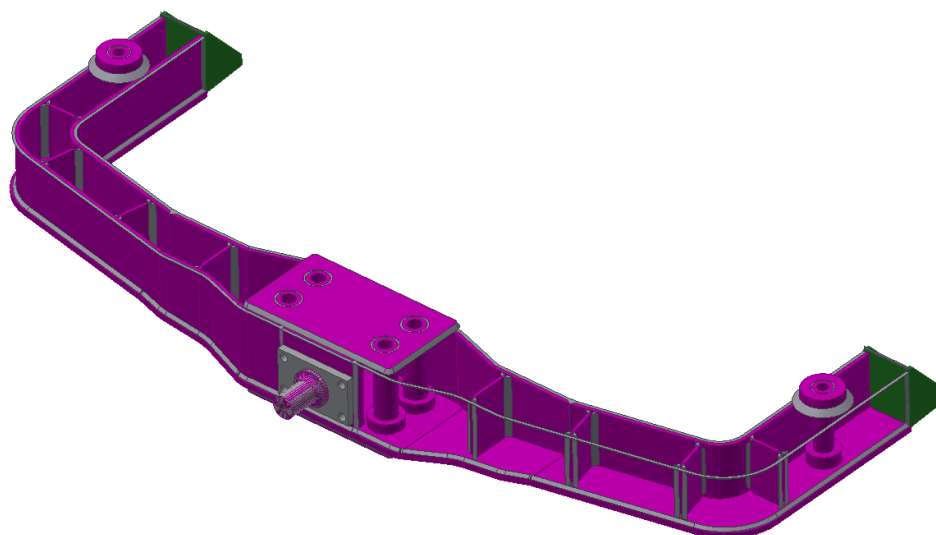
*Obr. 16 Uchycení vodící tyče na nosník nápravy*

### 5.2.3 KONEČNÝ NÁVRH NOSNÍKU

Po návrhu bodů z předešlých kapitol již mohl být stanoven základní tvar nosníku a celkově vymodelován jeho tvar. Nosník je sestaven z plechových dílů, které jsou následně svařované. Tloušťky stěn byly zvoleny 6 mm. Pro uchycení měchů, tlumičů a nosníku k nápravě byly použity prvky z modelu NS, jedná se o výztuhy ve tvaru duté hřídele procházející skrze nosník, kterými procházejí šrouby M24x220 pevnostní třídy 12.9 pro uchycení nosníku k nápravě. Materiál plechových dílů je ocel S355J2C+N a materiál přidaných dílů je ocel S355J0 (převzato z předchozího modelu NS). Dále byly do vnitřního prostoru nosníku rozmístěny žebra pro zvýšení tuhosti. Sestava byla opatřena svary, převážně koutovými, pro případnou vizualizaci.



*Obr. 17 Výsledná sestava svařeného nosníku*

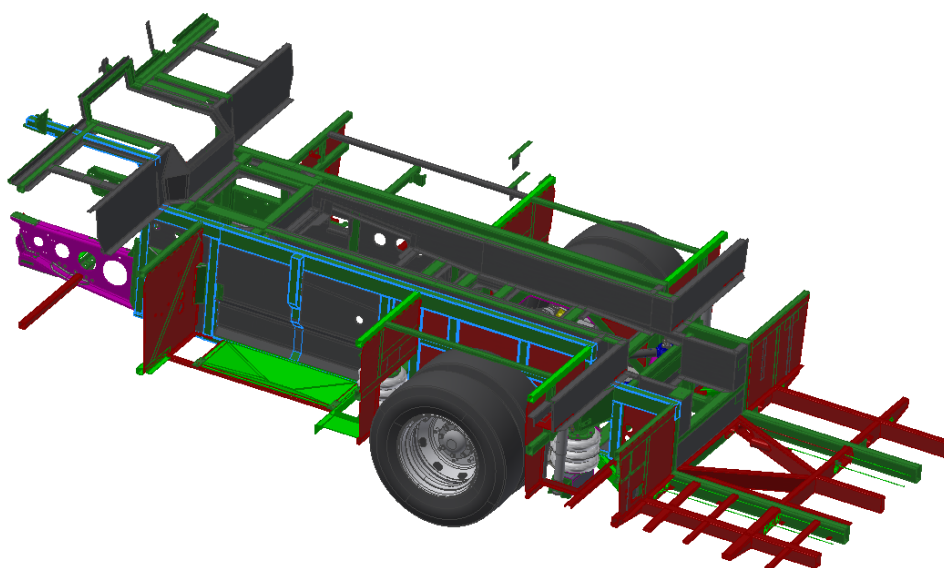


*Obr. 18 Nosník opatřen výztuhami a žebry.*

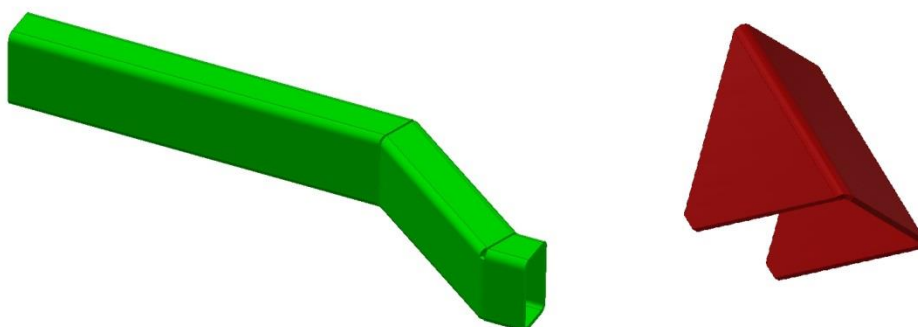


### 5.3 ZÁSTAVBA NÁPRAVY DO RÁMU

Celý rám vozu se skládá z ocelových obdélníkových nebo čtvercových profilů, tzv. jeklů. Tyto profily se tvarují a následně k sobě svařují. Základními prvky rámu v zadní části vozu jsou příčníky a podelníky, které tvoří torzo. Ty jsou pak doplněny o potřebné držáky, vyztužení apod. Pro vyztužení se nejčastěji používá rohovník (Obr. 20) a dále se rám vyztužuje ohýbanými plechy. Ty slouží také jako výplň pro odstínění otevřených prostor např. kolem kola k zabránění průniku nečistot. Na Obr. 19 je hlavní podelník zvýrazněn světle modrou barvou.



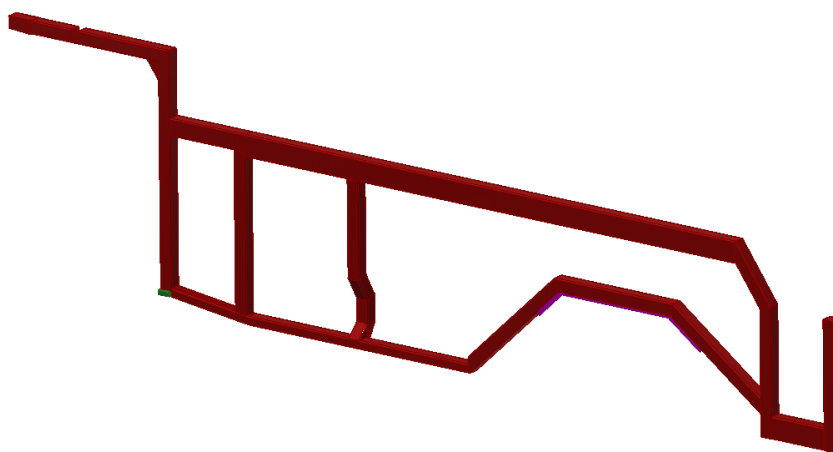
*Obr. 19 Umístění podelníku v rámu vozu, model CN*



*Obr. 20 Příklad používaného příčníku a rohovníku*



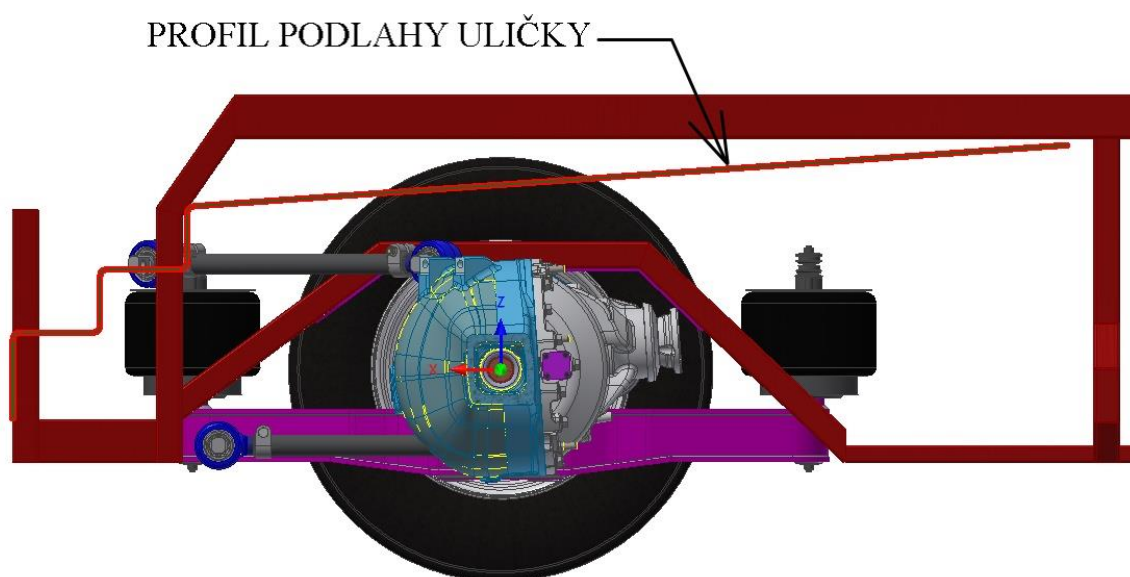
Jak již bylo zmíněno, základní tvar rámu a rozmístění komponent navrhl kolega, který usazoval motor. Jednalo se především o tvar podelníku, který je základem zadní části rámu vozu a určuje prostor pro cestující, respektive uličku a umístění sedaček. Tento tvar byl z části převzat z modelu CN. Úkolem diplomové práce pak bylo do připraveného základu vložit sestavu zadní nápravy obsahující nosník, měchy, tlumiče a vodící tyče a navrhnout její uchycení a potřebné prostorové změny. V případě prostorových změn jde především o volné místo nad nápravou při použití větších 22,5“ kol.



*Obr. 22 Základní tvar podelníku*

### 5.3.1 PROSTOROVÉ ZMĚNY

Po kontrole, kdy byl do sestavy vložen profil podlahy v uličce vozu (Obr. 23), bylo nutné posunout horní část podelníku o 100 mm v kladném směru osy  $z$  pro dosažení potřebných rezerv na zdvih nápravy. Tato změna je zapříčiněna právě použitím větších kol a také nápravy s rozdílným uchycením horních vodících tyčí. Mimo podlahy byl také brán v potaz prostor pro rozvod chlazení, vedení hlavního elektrického svazku, nebo např. rozvod nafty. Dále bylo nutné upravit oblast výstupu na zadní středněpodlažní část. Dle nových směrnic EHK 107 Konstrukce autobusů a autokarů, zabývající se jednotnými ustanoveními pro schvalování vozidel kategorie M2 a M3 z hlediska jejich celkové konstrukce, je změna v maximální výšce schodu, z původních 250 mm na 200 mm. Pro výstup tak už nebylo možné použít stávající dva schody, ale tři. Zvýšení počtu schodů znamená také jejich celkové rozšíření v podélném směru, což s sebou přináší zmenšení prostor pro předpokládané umístění vzduchojemu brzd. V modelu CNS budou vzduchojemy dva, oba o objemu 30l. Jeden bude umístěn v prostoru schránky před pravými předními koly a druhý byl v prvotní úvaze plánován umístit právě v prostoru pod schody (řešení bude obsahovat jedna z následujících kapitol).



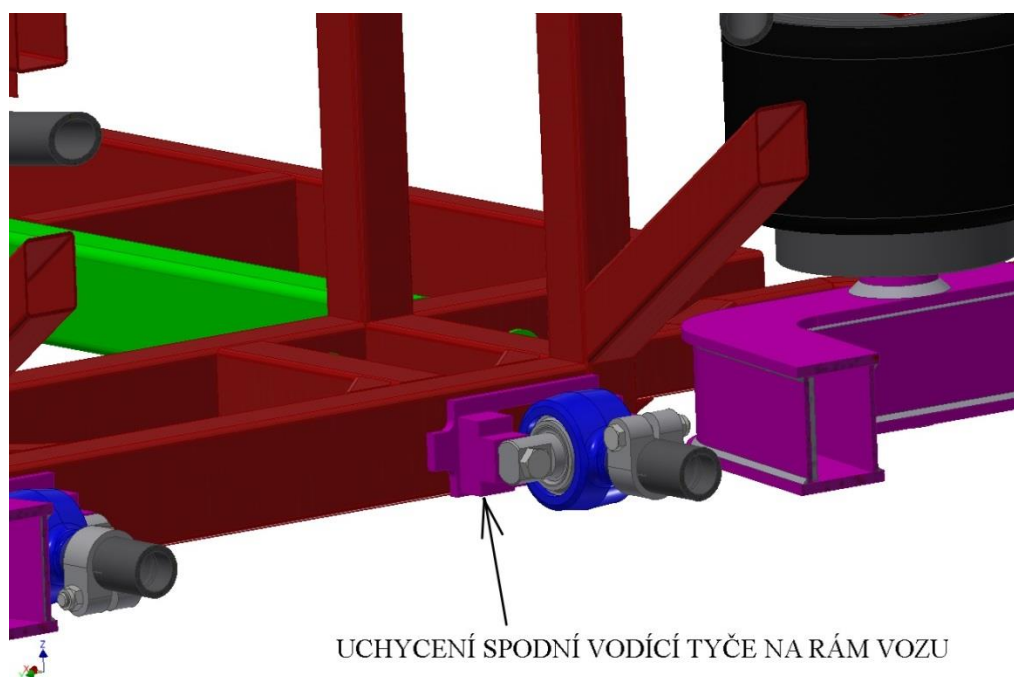
Obr. 23 Vložený profil podlahy uličky dle EHK 107

### 5.3.2 UCHYCENÍ VODÍCÍCH TYČÍ

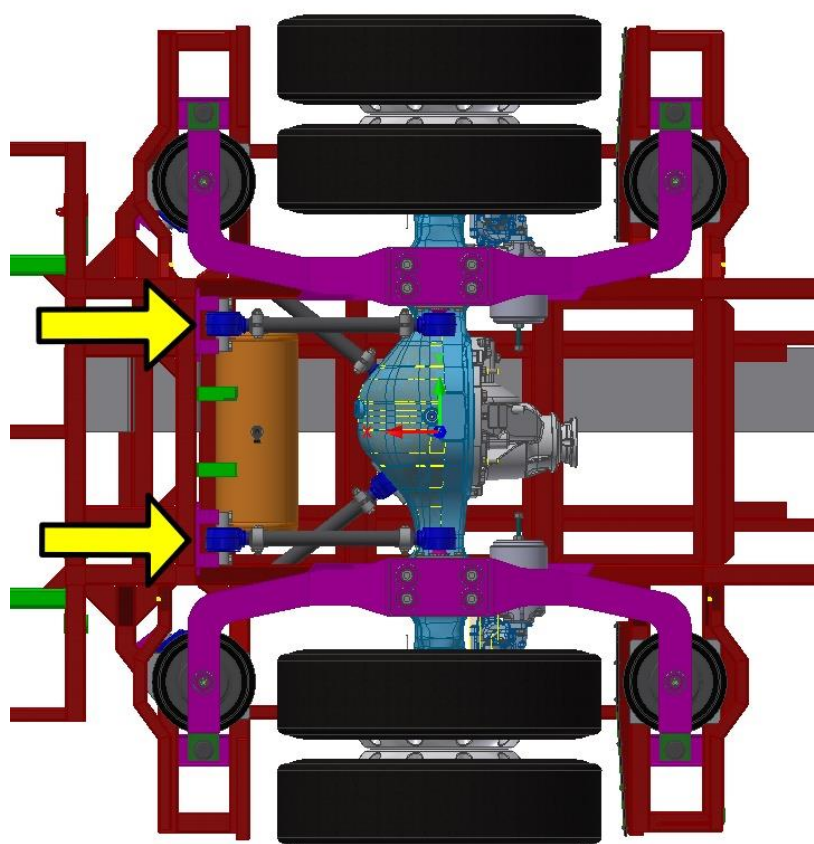
Po určení výsledného tvaru podelníku a volných prostor okolo nápravy bylo navrženo uchycení vodících tyčí k rámu. Tyče jsou přes silentblok přichyceny dvěma šrouby M18x80 k držáku, který je přivařen k rámu. Vyjma drobných úprav bylo takto řešeno také uložení horních tyčí.

V případě spodních tyčí bylo zvoleno podobné umístění, jako v modelu CN. Jelikož jsou tyče vodorovné a rovnoběžné s podelnou osou  $x$ , jejich uchycení je snazší a vychází přímo na příčku pod schody středněpodlažní části.

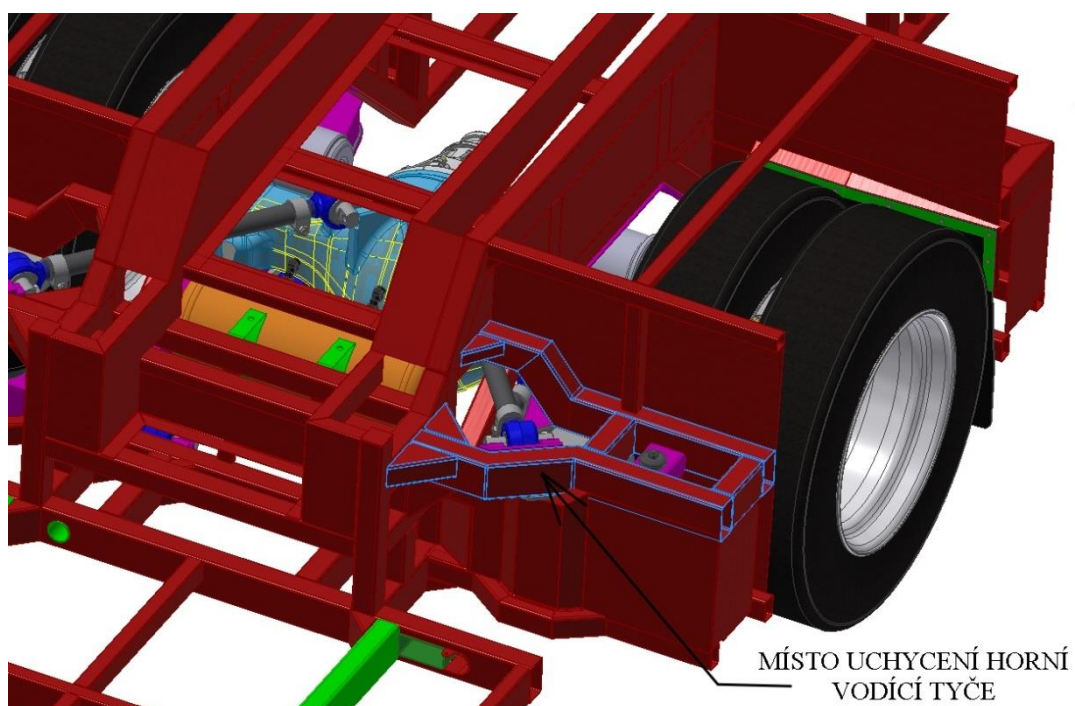
Uchycení horních tyčí bylo o poznání složitější. Dle daného rozmístění na nápravě se tyče rozcházejí ve tvaru „V“ pod úhlem  $76^\circ$ . Při zachování stejné délky tyče je tak zapotřebí, aby tyč procházela hlavním podelníkem a její držák byl přichycen do boční příčky rámu. Z části podobné řešení již bylo použito na modelu NS. Zároveň se toto uchycení pohybuje v oblasti horního uložení měchu a tlumiče, což na jednu stranu zjednoduší konstrukci a spojí tak tyto uložení, ale na druhou stranu koncentruje namáhání rámu do užší oblasti. Jak již bylo zmíněno, principiálně podobné řešení již bylo navrženo na modelu NS, proto nebyly obavy použít jej také v tomto případě. Celkově byla tedy zpracována oblast tohoto uchycení a následně pak nejvíce namáhané profily vyztuženy plechovými rohovníky a jejich vhodným uspořádáním.



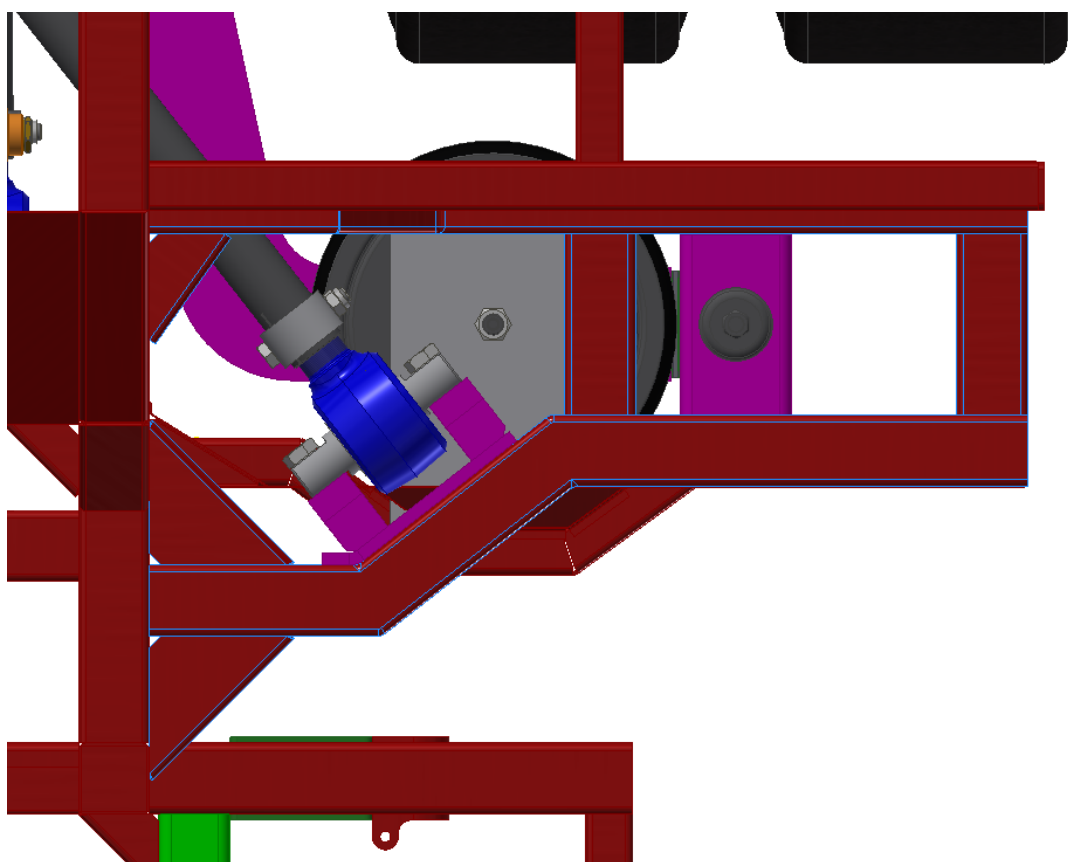
*Obr. 24 Detail na uchycení spodní vodící tyče*



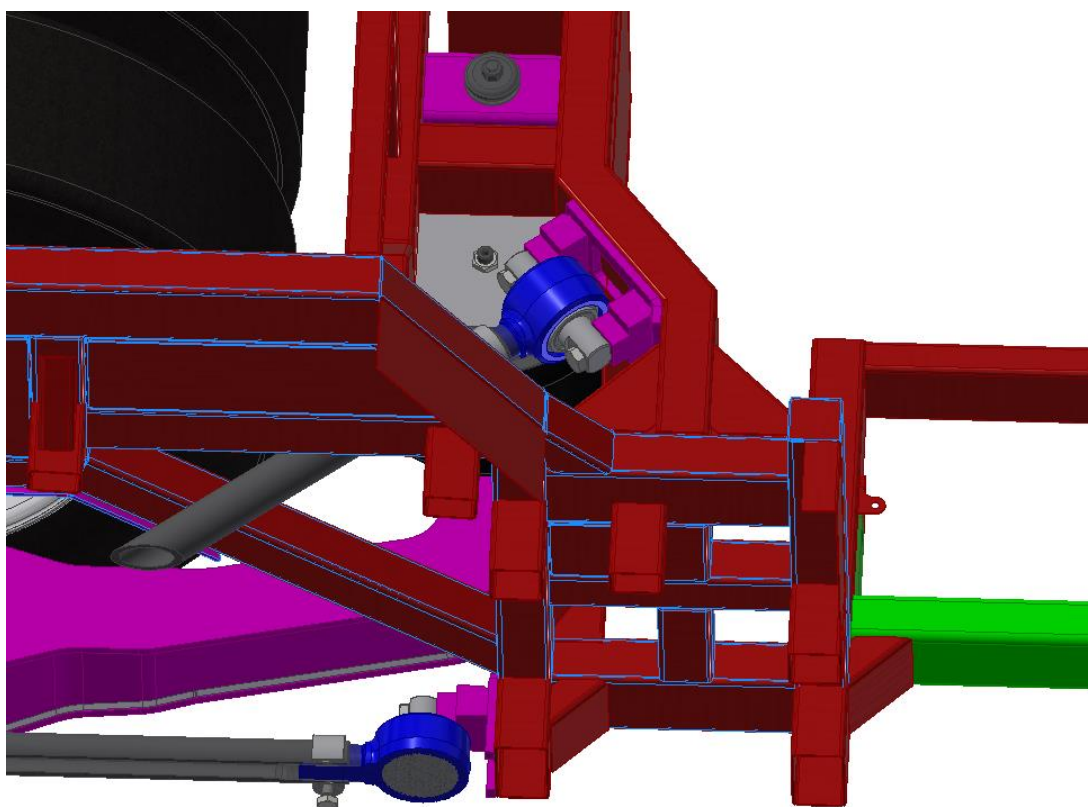
*Obr. 25 Spodní pohled na uloženou nápravu*



*Obr. 26 Oblast uchycení horní vodící tyče*



*Obr. 27 Detail uchycení horní vodící tyče*



*Obr. 28 Podelník v porovnání s umístěním vodící tyče*

### 5.3.3 UCHYCENÍ MĚCHŮ A TLUMIČŮ

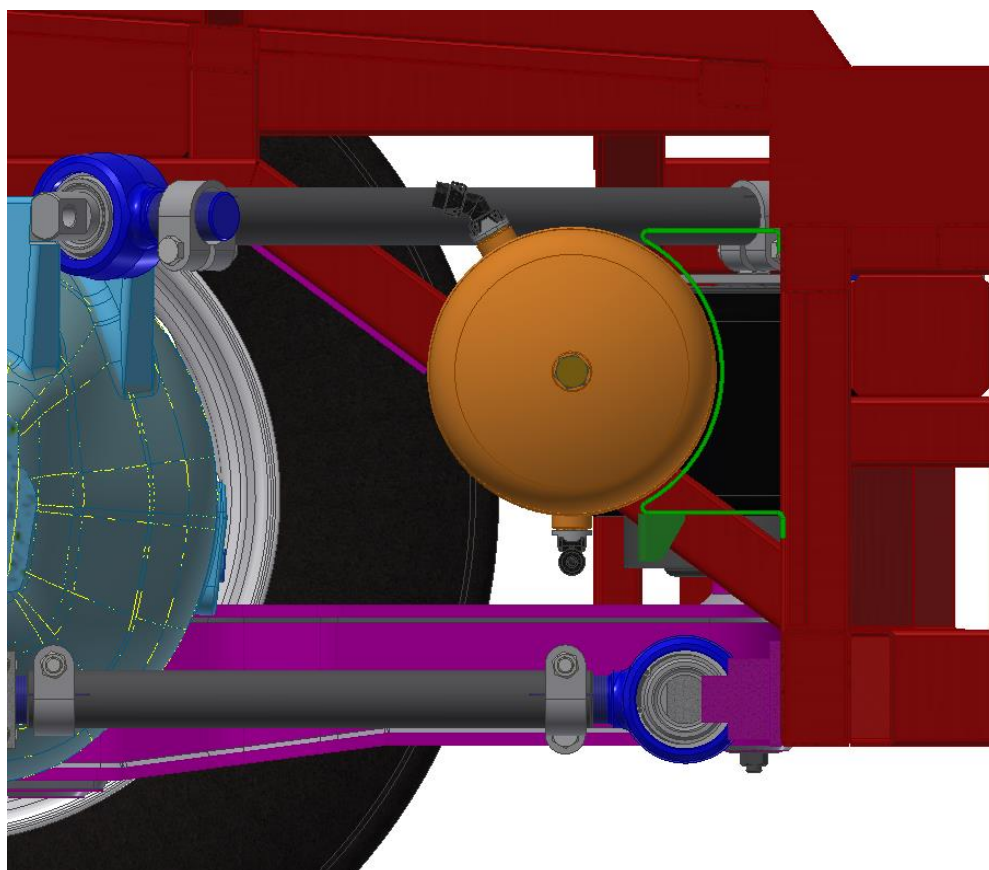
Uchycení měchů je velmi podobné pro obě strany (přední a zadní). V zadní části byly kolem měchu vloženy dva rovné příčníky, na které jsou zároveň připevněny prašnice kol. Příčníky jsou dále vyztuženy plechy a rohovníky. Mezi tyto příčníky byl pro uchycení měchu přidán plech o tloušťce 8 mm, kterým prochází horní závit měchu a přes něj je pak jednoduše přitažen maticí. Samotný měch je na obou koncích uložen vyroben z pryže, tudíž se zde nepřenáší významné vibrace a proto je toto uložení považováno za dostačující. Stejně provedení bylo použito v přední části, kde jsou akorát rozdíly ve tvaru plechu z důvodu přítomnosti uložení vodící tyče a tak i rozdílného tvaru příčníku.

Uchycení tlumiče bylo provedeno podobným způsobem s tím rozdílem, že místo plechu je zde krátký „U“ profil. Tlumič je na obou koncích opatřen silentbloky a jeho přichycení je dáno výrobcem.

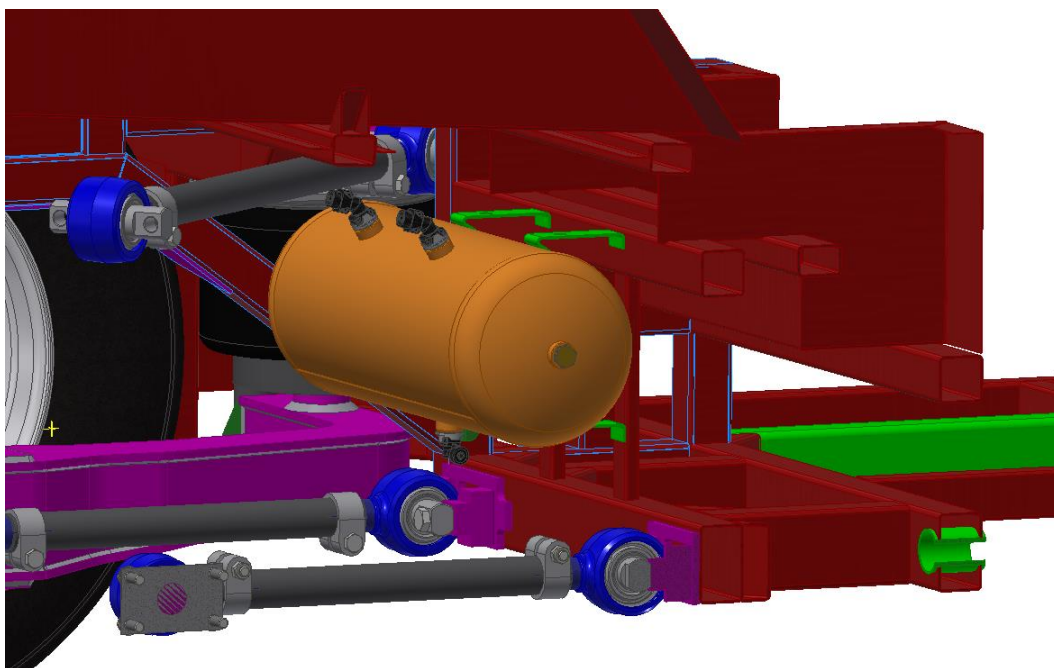


### 5.3.4 UMÍSTĚNÍ VZDUCHOJEMU

V kapitole 5.3.1 bylo zmíněno předpokládané umístění obou 30 l vzduchojemů. V tomto případě jsem tedy řešil umístění vzduchojemu schody v zadní části. Z důvodu změny počtu schodů došlo sice k redukci prostoru pod schody, nicméně výsledný prostor je pro umístění vzduchojemu i při uvažování přítomnosti trubkového vedení a odkalovacího ventilu stále dostačující. Do prostoru pod schody jsem přidal dva profil, jako sloupky, na které se přichytí jedna strana držáku vzduchojemu a opačná strana držáku bude přivařena k příčnicku pod druhým schodem.



*Obr. 29 Umístění vzduchojemu v prostoru pod schody*



*Obr. 30 Umístění vzduchojemu ISO pohled*

### 5.3.5 KOMPLETACE NAVRHOVANÉ ČÁSTI RÁMU

V poslední řadě bylo okolí nápravy doplněno o plechové výztuhy a kryty kolem kola nápravy. Výsledná sestava je zobrazena v příloze diplomové práce.

Takto připravený CAD model zadní části rámu se posléze odesílá do externí společnosti k analýze zatížení. Analýza je nad rámec této práce, proto zde nebude uvedena. Úkolem práce v dalších bodech bude získat zatížení navrhovaného nosníku nápravy a provést na něm napěťovou analýzu.

Nutno ještě podotknout, že se jedná o prvotní návrh rámu. Další vývoj bude následovat po zpětné vazbě od výpočtářů. Ve většině případů jsou po dodání výsledků nutné další úpravy v podobě přidání výztuhy, nebo lehké korekce rozměrů v takto namáhané oblasti.

## 6 URČENÍ LIMITNÍCH ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ NÁPRAVY A DEFINOVÁNÍ ZÁTĚŽNÝCH SIL

Pro určení silového působení na nápravu a její části byly zvoleny dva způsoby, analytický přístup a získání dat z vytvořeného modelu v MBS (Multi Body Software) Adams od společnosti MSC. Analytický výpočet vycházel ze získaných znalostí v oblasti obecné statiky a dále dynamiky vozidel. Pro model v programu Adams byly využity získaná data z CAD modelu navrhované zástavby a dále např. z dodané charakteristiky tlumiče, nebo pružiny.

Ze zadání práce má být následně provedena pevnostní analýza navrhovaného nosníku nápravy, proto se výpočty zaměřují výhradně na získání zatěžujících sil na něj.

### 6.1 ZATĚŽUJÍCÍ JÍZDNÍ STAVY

Nosník bude zatěžován třemi základními stavy:

- Statické zatížení vozidla
- Brzdění na mezi adheze
- Jízda na mezi překlopení

V literatuře se můžeme setkat i s dalšími jízdními stavy, jako například přejezd nerovnosti. Nicméně, uvedené tři stavy vyplynuly z firemního zadání, kdy se takto posuzuje většina konstrukčních skupin podvozku.

Orientace souřadného systému je zachována stejná, jako v kapitole 5.1.

#### 6.1.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ VOZIDLA

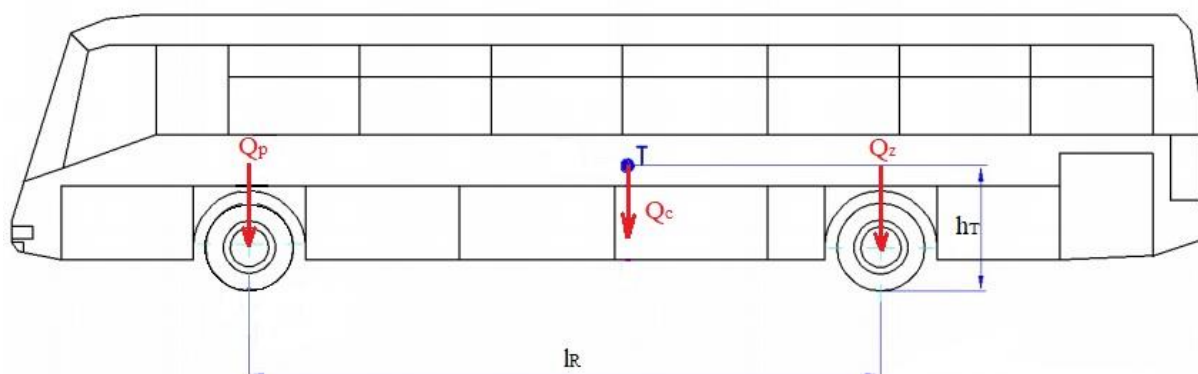
Při tomto stavu se uvažují pouze síly způsobené vlastní tíhou vozidla, které jsou zároveň kolmé na vodorovnou vozovku, respektive rovinu  $XY$ . Působení zatěžující síly je, stejně jako v dalších případech, uvažováno v kontaktu kola s vozovkou (Obr. 33). Maximální zatížení zadní nápravy bylo určeno interním zadáním firmy. Odvíjí se od kapacity vozidla, použitým rozměrem kol, ale také je dáno předpisy pro silniční vozidla.

V tomto případě je tedy maximální zatížení zadní nápravy 13 000 kg.

#### 6.1.2 BRZDĚNÍ NA MEZI ADHEZE

Při tomto stavu působí na každé kolo svislá síla v ose  $z$  a podélná (brzdná) síla v ose  $x$ . V literatuře [17] se uvažuje součinitel přílnavosti pro suchý asfalt v rozmezí 0,6-0,9. Zde je uvažováno 0,8. Pro zjištění brzdné síly v podélném směru je zde vypočítáno zatížení zadní nápravy po odlehčení při zpomalení vozidla. Odlehčení vychází z momentové rovnováhy. Působení boční síly na kolo není uvažováno. Souřadnice těžiště se v podélném směru odvíjí od maximálních zatížení náprav a jeho svislá vzdálenost od vozovky se s určitou přesností odvíjí od předchozích modelů.

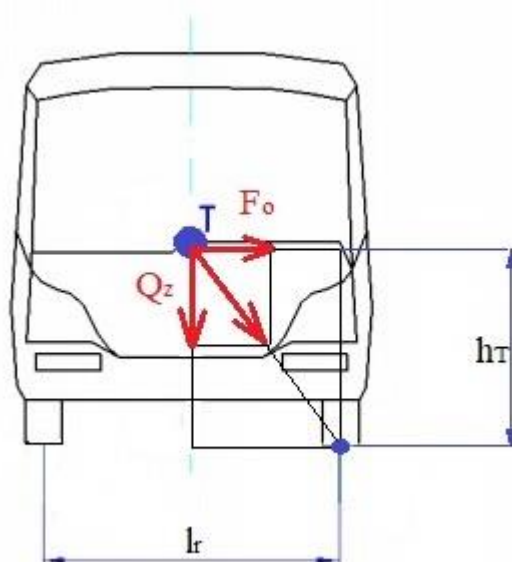




Obr. 31 Statické zatížení vozidla

### 6.1.3 JÍZDA NA MEZI PŘEKLOPENÍ

Tento jízdní stav si můžeme představit, jako průjezd zatáčkou v okamžiku, kdy se veškeré zatížení přeneso na vnější kola. Zatížení pod vnitřními koly je v porovnání se zatížením vnějších zanedbatelné, nebo v idealizovaném případě nulové. Pro výpočet se uvažuje stejný rozchod kol na obou nápravách. Vzorec pro výpočet součinitele boční přilnavosti vychází z uvedeného předpokladu pro jízdu po dvou kolech. Výsledná síla působící na vozovku poté musí procházet bodem dotyku kola s vozovkou. V literatuře [18] je součinitel boční přilnavosti dán poměrem svislé síly vůči suvné síle.



Obr. 32 Podmínka překlacení vozidla

## 6.2 ANALYTICKÝ VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Analytický výpočet vychází ze zjednodušeného modelu nápravy, kdy se pro samotný výpočet uvažuje například pomyslný střed doteku zadního kola s vozovkou, který je v případě zadní dvoumontáže brán jako střed mezi středy kol na jedné straně nápravy.

Počítají se zde jednotlivé statické stavy, kdy se v každém z nich uvažuje maximální možné zatížení, respektive ten nejhorší stav, který by mohl v provozu nastat. Jak je již zmíněno výše, jedná se o zjednodušené statické stavy, tudíž se zde nezavádí např. momenty setrvačnosti, spojení přes silentbloky jsou nahrazeny kulovou vazbou, poloha vodících tyčí vůči rovině  $XY$  se uvažuje stále vodorovná apod.

### 6.2.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ NOSNÍKU

V klidové poloze vozidla je zatížení nosníku uvažováno pouze v bodech uchycení pneumatikových měchů. Jedná se tedy pouze o síly v ose  $z$ . Měchy jsou na nosníku umístěny symetricky vůči ose rotace kola, tím pádem v každém bodě působí poloviční síla z celkové síly na kolo.

Vypočtené síly působící na nosník nápravy jsou uvedeny spolu s rovnicemi níže.

Zadáno:

$$m_{Gz} = 13\,000 \text{ kg}$$

, kde  $m_{Gz}$  je maximální zatížení zadní nápravy.

Celkové zatížení nápravy:

$$Q_z = m_{Gz}g = 127\,500 \text{ N} \tag{1}$$

Normálová síla na kolo:

$$F_{Nz1} = \frac{Q_z}{2} = 63\,740 \text{ N} \tag{2}$$

Zatížení nosníku nápravy:

$$F_S = F_{Nz1} = 63\,740 \text{ N} \tag{3}$$

Zatížení jedné strany nosníku:

$$F_{S1} = \frac{F_S}{2} = 31\,870 \text{ N} \tag{4}$$

### 6.2.2 BRZDĚNÍ NA MEZI ADHEZE

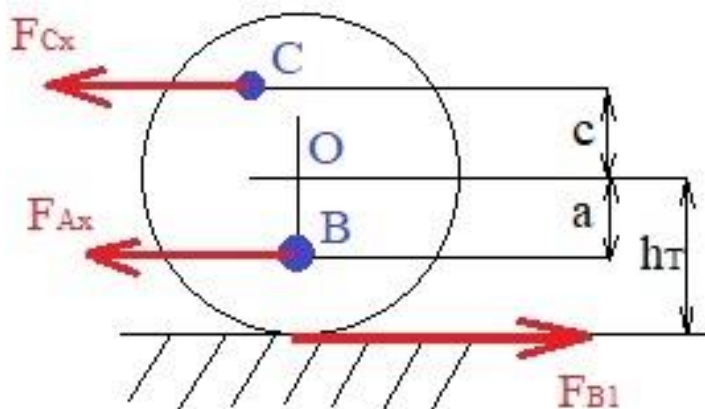
V tomto výpočtu je dominantní především podélné zatížení čepu nosníku. Na tomto čepu je přes silentblok, který je v tomto případě nahrazen rotační vazbou, uložena spodní vodící tyč zachycující brzdné síly od kol. Působící síla vychází z momentové rovnováhy. Síla od pružin je z důvodu odlehčení nápravy menší, než při statickém zatížení. Jelikož se jedná o ustálený stav, síly od tlumičů se neuvažují. Na Obr. 35 je znázorněn boční pohled na kolo při brzdění. Bod  $B$  znázorňuje místo uchycení vodících tyčí na nápravě a bod  $C$  je uchycení na čepu nosníku. Také se zde vyskytuje pojem poměrné zpomalení (zbrzdění), to je dáno podílem součinu brzdných sil na jednotlivých obvodech kol vůči celkové tíze vozidla. Pomocí něj můžeme hodnotit brzdný účinek při zkouškách brzdné soustavy na válcových pomaloběžných stanicích. [23]

Zadáno:

$$m_{Gp} = 7\,000 \text{ kg}, z = 0,8, h_T = 1\,163 \text{ mm}, l_R = 5900 \text{ mm}, r_d = 490 \text{ mm}, a = 178 \text{ mm},$$

$$c = 242 \text{ mm}$$

, kde  $m_{Gp}$  je maximální zatížení přední nápravy,  $z$  poměrné zpomalení,  $h_T$  vzdálenost těžiště od vozovky,  $l_R$  rozvor náprav,  $r_d$  dynamický poloměr kola,  $a$  svislá vzdálenost mezi osou kola a bodem  $B$ ,  $c$  svislá vzdálenost mezi osou kola a bodem  $C$ .



Obr. 33 Brzdění na mezi adheze

Síly působící při brzdění jsou potom vypočteny takto:

Celkové zatížení vozu:

$$Q_C = (m_{Gz} + m_{Gp})g = 203\,000 \text{ N} \quad (5)$$

Odlehčení zadní nápravy:

$$\Delta Q_{z2} = \frac{z Q_c h_T}{lR} = 32\,010\, N \quad (6)$$

Zatížení zadní nápravy při brzdění:

$$Q_{z2} = Q_z - \Delta Q_{z2} = 95\,470\, N \quad (7)$$

Normálová síla na kolo:

$$F_{Nz2} = \frac{Q_{z2}}{2} = 47\,740\, N \quad (8)$$

Brzdná síla na kolo:

$$F_{B1} = F_{Nz2} \mu = 38\,190\, N \quad (9)$$

Svislé zatížení nosníku při brzdění:

$$F_{Bn} = F_{Nz2} = 47\,740\, N \quad (10)$$

Svislé zatížení jedné strany nosníku při brzdění:

$$F_{Bn1} = \frac{F_{Bn}}{2} = 23\,870\, N \quad (11)$$

Podélná síla na čep nosníku:

$$F_{Ax} = \frac{F_{B1}(r_d + c)}{a + c} = 66\,560\, N \quad (12)$$

### 6.2.3 JÍZDA NA MEZI PŘEKLOPENÍ

Tento výpočet se bude stejně, jako kap. 6.2.1 zabývat svislým zatížením nosníku. Silentblok pro uchycení vodící tyče je opět uvažován jako rotační vazba, zatížení se tedy v tomto bodě neuvažuje. Spoj mezi nápravou a nosníkem je uvažován jako dokonale tuhý. Zbývá tedy zatížení od měchů, které bude v tomto případě maximální.

Zadáno:

$$l_r = 1\,818\, \text{mm}$$

, kde  $l_r$  je rozchod kol.

Síly působící na mezi překlopení jsou potom vypočteny takto:

Součinitel boční přilnavosti:

$$\mu_y = \frac{l_r}{2h_T} = 0,782 \quad (13)$$

Normálová síla na vnější kolo:

$$F_{Nz3} = Q_z = 127\,500\,N \quad (14)$$

Boční síla na vnější kolo:

$$F_{y3} = F_{Nz3}\mu_y = 99\,640\,N \quad (15)$$

Svislé zatížení nosníku:

$$F_{pn} = F_{Nz3} = 127\,500\,N \quad (16)$$

Svislé zatížení jedné strany nosníku:

$$F_{pn1} = \frac{F_{pn}}{2} = 63\,740\,N \quad (17)$$

## 6.3 TVORBA MODELU V MBS ADAMS

S MBS Adams jsme v průběhu magisterského studia pracovali, získali jsme tak základní zkušenosti, a proto padla volba právě na něj. Konkrétně byl zvolen Adams Car, který je, jak už název napovídá, přizpůsoben pro aplikace v automobilovém průmyslu. Byla zde snaha se, po importování co nejvíce získaných dat, přiblížit reálnému jízdnímu stavu vozidla.

### 6.3.1 ŠABLONA ZADNÍ HNANÉ NÁPRAVY

V první řadě byly v Inventoru odměřeny důležité kinematické body CAD modelu zástavby zadní nápravy a to tak, že do každého bodu byl přidán a zavazben pomocný souřadnicový systém (*USS*), který byl pak odměřován od počátku. Umístění počátku souřadného systému je zmíněno v kap. 5.1. Rozmístění jednotlivých bodů, jejich seznam, označení a konkrétní souřadnice jsou uvedeny níže.

Celkový model vozidla pro simulaci v Adams Car, tedy jeho sestava („*assembly*“), je tvořen z jednotlivých podsestav („*subsystems*“), které jsou dále tvořeny šablonami („*templates*“).

Pro vytvoření modelu zadní nápravy byla použita již předpřipravená šablona s pneumatickými měchy, která byla obsažena v databázi Adams Car. Zvolená šablona byla dále modifikovaná pro potřeby diplomové práce. Použití šablony bylo zvoleno proto, aby se předešlo počátečním problémům s nastavením a po individuální konfiguraci mohla být pozornost věnována plně analýze a zpracování získaných dat z jízdních stavů.

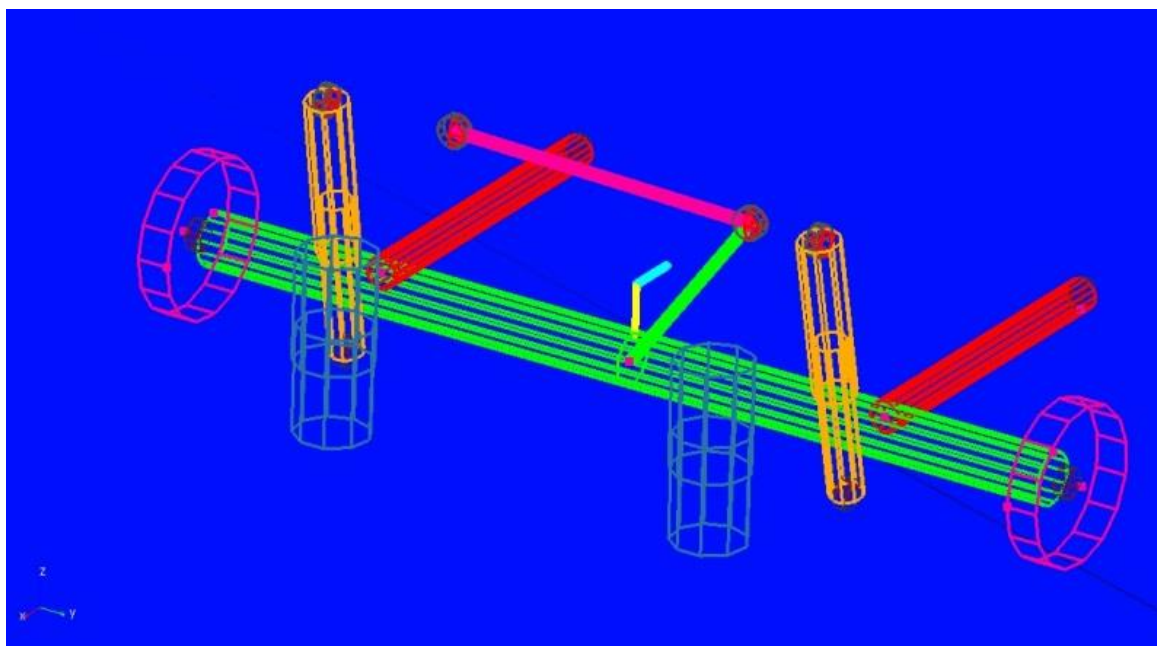
Tab. 8 Souřadnice kinematických bodů

Popis	Souřadnice vztažené k USS SOR (střed zadní nápravy)		
	x	y	z
Spodní vodící tyč k nosníku nápravy	182,205	-307,025	-178
Spodní vodící tyč k rámu	658,205	-307,025	-178
Horní vodící tyč k nápravě	144,824	-146,492	242
Horní vodící tyč k rámu	620,783	-518,351	242
Spodní bod měchu, zadní	-709,922	-730	-66
Vrchní bod měchu, zadní	-709,922	-730	181
Spodní bod předního měchu	709,922	-730	-66
Vrchní bod předního měchu	709,922	-730	181
Spodní bod předního tlumiče	709,922	-950	-185,5
Vrchní bod předního tlumiče	709,922	-950	263,913
Spodní bod zadního tlumiče	-709,922	-950	-185,5
Vrchní bod zadního tlumiče	-709,922	-950	263,913
Střed vnitřního kola	0	-753,4	0
Střed vnějšího kola	0	-1088,5	0
Spojení nápravy s kardanem	-406,593	-32	66,625

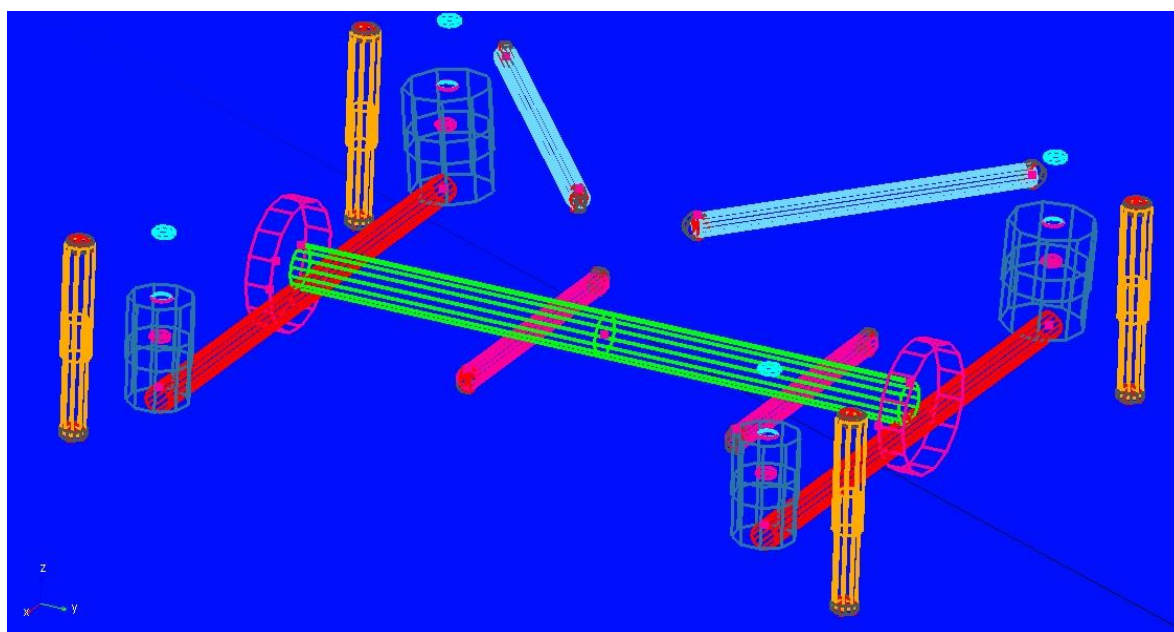
Na přiloženém obrázku (Obr. 36) jsou vidět rozdíly počátečního modelu. Je zde použita pouze dvojice pružin a tlumičů, dále je zde použita panhardská tyč, na rozdíl od zvolené nápravy, která je uložena přes vodící tyče. Celkově jsou zde rozdíly v uložení nápravy, nicméně základ je velmi podobný.

Na Obr. 37 je již vidět upravený model. Byl zde přestavěn systém uložení, přidány dvojice tlumičů, pružin a panhardská tyč nahrazena uložení přes vodící tyče. Dále přes cestu *Build/Forces/Bumpstop* byl přiřazen pneumatickým pružinám doraz pro stlačení a obdobně také pro odskok, *Build/Forces/Reboudstop*. Celkový zdvih vaku činí 240 mm, přičemž hodnota pro stlačení je 90 mm a pro odskok 150 mm. Pro počáteční kontrolu funkce byly použité silentbloky nahrazeny kulovými vazbami a po správném nastavení a odzkoušení funkčnosti zpětně nahrazeny.

Pro takto upravenou šablonu byly dále změněny parametry tlumičů a pneumatických pružin. V případě tlumiče se jedná o parametry dodané s výkresem tlumiče přímo od výrobce SACHS a v případě pneumatické pružiny byly data získány reálným měřením ve firmě TATRA.

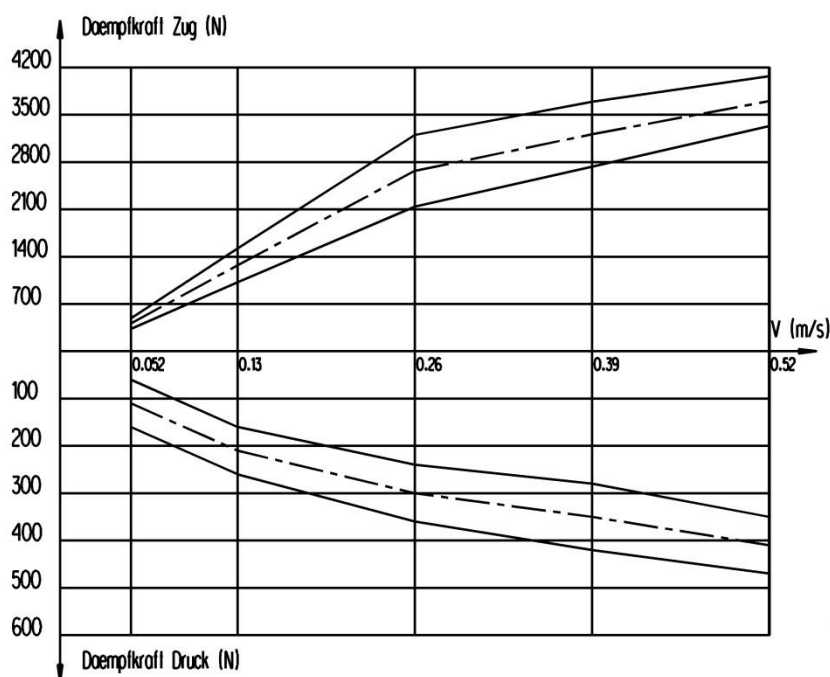


Obr. 34 Šablona zadní hnané nápravy s pneumatickými měchy v Adams Car



Obr. 35 Modifikovaná šablona zadní nápravy pro autobus CNS 12

Z měření pružiny se bohužel nepodařilo získat tabulku jednotlivých hodnot, pouze vykreslený graf, pro tlak 3, 5 a 6 barů. Na získaný graf byla tedy zpětně načrtnuta jemnější mřížka a odečteny hodnoty pro zdvih po 10 mm. Jsem si vědom, že při tomto postupu je zde pravděpodobnost vzniku nepřesností, avšak pro moji analýzu jej považuji za dostačující.



Obr. 36 Získaný graf závislosti síly na rychlosti stlačení tlumiče [1]

Získané hodnoty byly poté přes *Property File Editor* vloženy do jednotlivých komponent.

V posledním kroku byly do šablony přidány uchycení/spojení vodících ramen s nosníkem nápravy, nápravou a samotným rámem vozu. Všechny tyto spoje jsou realizovány silentbloky, příkaz *Build/Attachments/Bushing*, jejichž vlastnosti byly opět získány z dodaného výkresu od výrobce SEMPERFORM. Pro statickou simulaci by tato spojení stačila realizovat pomocí vazeb, jako například *spherical*, nebo *revolute*, avšak pro dynamickou simulaci je zapotřebí uvažovat i tuhosti těchto spojení.

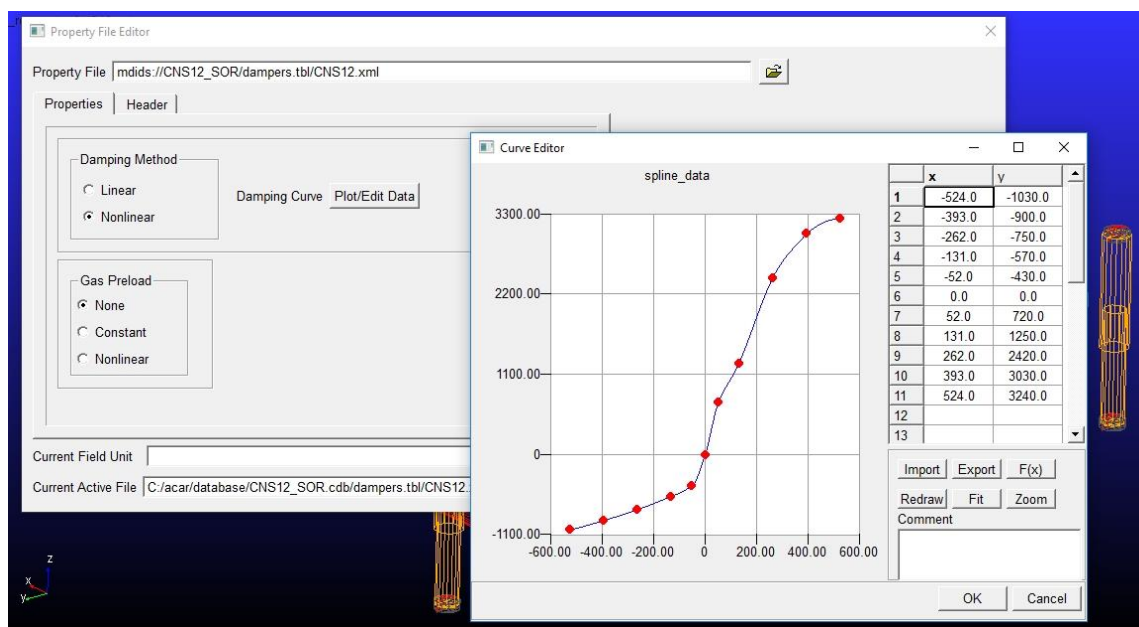
Stejně jako v případě hodnot pro tlumiče a pružiny byly data importovány přes *Property File Manager*. Silentbloky jsou zde dále použity v bodech uchycení tlumičů. Tyto vlastnosti bohužel získány nebyly, proto zde bylo použito defaultní nastavení šablony v Adams Car.

Získané hodnoty byly poté přes *Property File Editor* vloženy do jednotlivých komponent.

V posledním kroku byly do šablony přidány uchycení/spojení vodících ramen s nosníkem nápravy, nápravou a samotným rámem vozu. Všechny tyto spoje jsou realizovány silentbloky, příkaz *Build/Attachments/Bushing*, jejichž vlastnosti byly opět získány z dodaného výkresu od výrobce SEMPERFORM. Pro statickou simulaci by tato spojení stačila realizovat pomocí vazeb, jako například *spherical*, nebo *revolute*, avšak pro dynamickou simulaci je zapotřebí uvažovat i tuhosti těchto spojení.



Stejně jako v případě hodnot pro tlumiče a pružiny byly data importovány přes *Property File Manager*. Silentbloky jsou zde dále použity v bodech uchycení tlumičů. Tyto vlastnosti bohužel získány nebyly, proto zde bylo použito defaultní nastavení šablony v Adams Car.



Obr. 37 Import dat přes Property File Manager

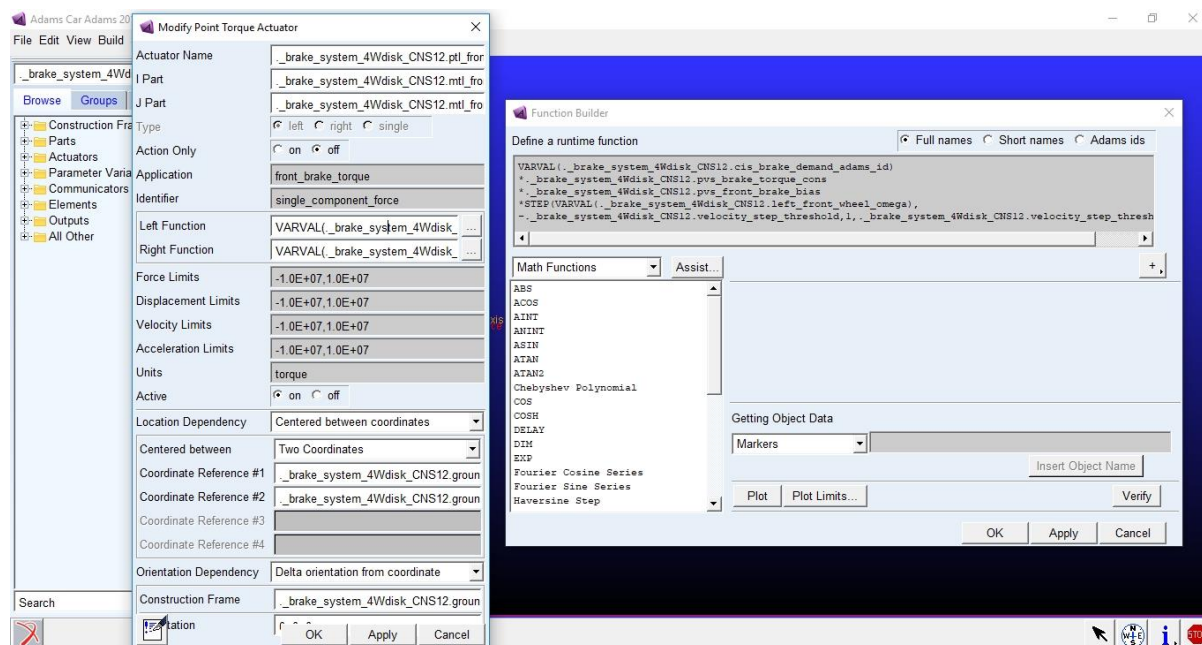
Z takto připravené šablony již bylo možné přepnout do modulu Standart Interface, vytvořit subsystém a z něho sestavu zavěšení „*Suspension Assembly*“. Tato sestava sloužila ke kontrole funkčnosti, zjištění pohybu nápravy při propružení, funkčnosti dorazů apod. Simulace byla provedena nejprve přes příkaz *Simulate/Suspension Analysis/Parallel Wheel Travel*, kdy se kontrolovalo celkové propružení nápravy a v dalším kroku přes *Single Wheel Travel*, kde se, jak již název napovídá, simulovalo propružení pouze jedné strany/jednoho kola. Sestava zavěšení opatřena dorazy, importovanými daty apod., byla nakonec odladěna dle počátečních představ a připravený subsystém se již mohl použít dále v celkové sestavě vozidla.

### 6.3.2 ŠABLONA BRZD

Další komponent, který bylo potřeba modifikovat byly brzdy. Z firemní databáze SOR byly získány data z měření brzdných sil na válcích. Toto měření probíhá pro každou nápravu zvlášť a je zde vyhodnocována maximální brzdná síla v kontaktu kola s válcem. Bohužel je v tomto případě vozidlo v klidové poloze a není zde tak zahrnuto přetížení a odlehčení náprav, navíc jsou kola v poloze lehce pod úrovní vozovky, kdy je z každé strany kolo přitlačováno válcem, což také neodpovídá realné jízdě. Alespoň tak data sloužily jako prvotní nastavení s následnými úpravami pro dosažení stanoveného zpomalení 0,8 g (kap. 6.2.2).

Stejně jako u nápravy, tak i zde byla použita šablona z databáze Adams Car. Pomocí *Function Builder* byla upraven předpis funkce pro *Point Torque Actuator* a přidána konstanta

zastupující brzdný moment na kole. Konstanta brzdného momentu byla přidána jako *Parameter Variable*, nadále ji tedy bylo možné upravovat přímo v modulu *Standard Interface*.



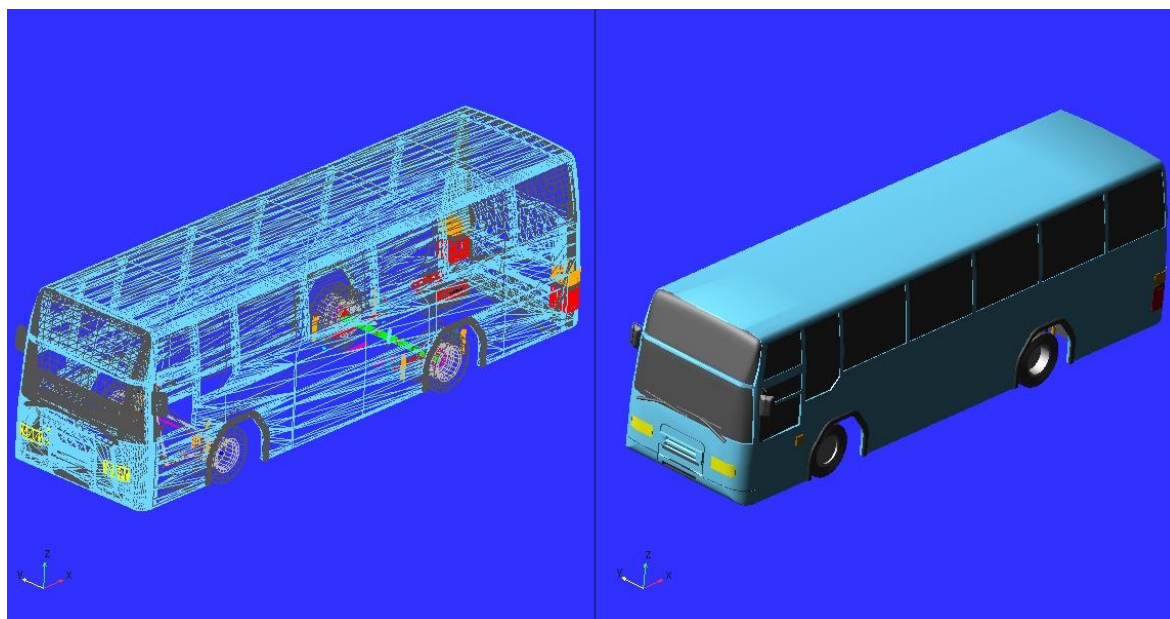
Obr. 38 Úprava předpisu funkce pro brzdný moment

### 6.3.3 VÝSLEDNÁ SESTAVA

Kompletní sestava autobusu byla zprvu opět převzata z databáze a posléze v ní byly nahrazeny subsystemy zadní nápravy a brzd. Souřadný systém této sestavy se nachází zhruba 4 m před přední nápravou, šablona zadní nápravy však byla modelována v souřadném systému převzatém z CAD modelu, proto jí bylo nutné posunout do správného místa. Posunutí bylo provedeno přes příkaz *Build/Shift Template*.

Celkové sestavě byla poté pomocí příkazu *Adjust Mass* přiřazena hmotnost a setrvačné momenty. Všechny tyto parametry jsou vztaženy k bodu těžiště, který byl dodatečně vložen do šablony zadní nápravy. Takto už byla sestava připravena k simulacím jízdních stavů.

První ze simulovaných stavů bylo brzdění na mezi adheze. Na tomto jízdním stavu se model také validoval z důvodu již dříve zmíněných lehce zkreslených dat z měření brzd. Validace proběhla při brzděném zpomalení 0,5 g, jelikož při zpomalení 0,8 g byl již systém brzd na hraně svých možností a mírně nestabilní. Pro validaci byly porovnávány normálové síly v kontaktu kol s vozovkou, kdy se hodnoty získané z Adams Car pohybovaly s drobnou odchylkou ve stejných číslech, jako výsledky z analytického výpočtu.



Obr. 39 Výsledná sestava autobusu v Adams Car

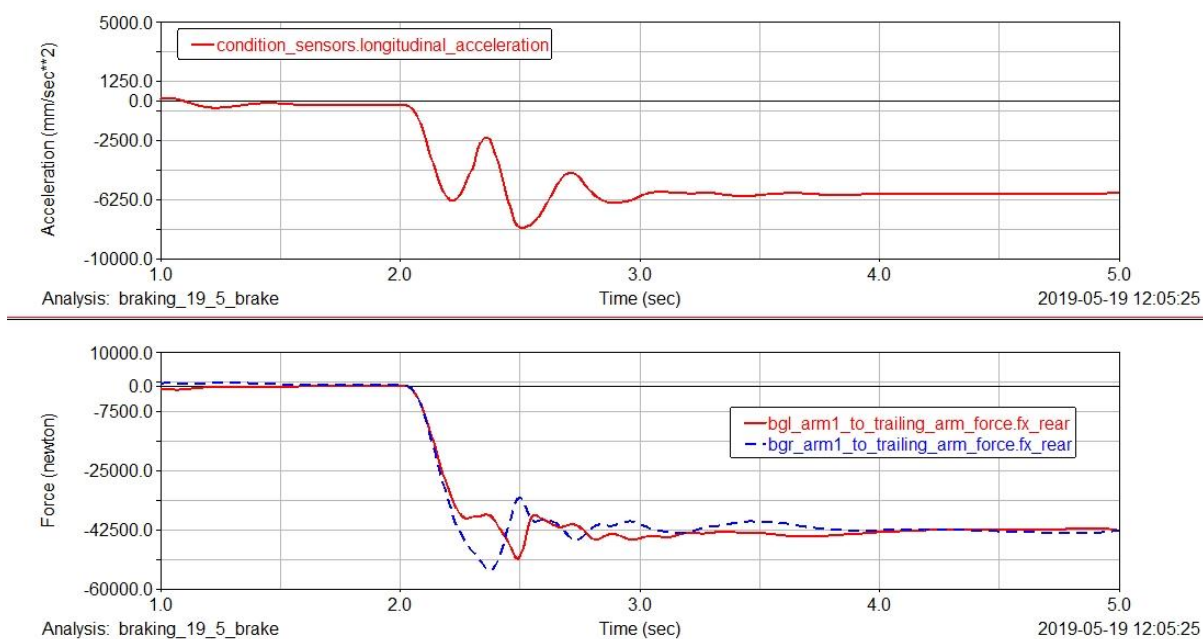
#### 6.3.4 SIMULACE BRZDĚNÍ NA MEZI ADHEZE

Simulace byla provedena pomocí příkazu *Braking*, který je součástí sekce *Straight-Line Events*. Jedná se o simulaci čistě brzdění z určité počáteční rychlosti, kdy můžeme dále nastavit např. volant zamčený v přímé poloze, nebo udržování přímého směru apod. Celkový čas byl nastaven na 5 sekund s krokem 1 000. Vozidlo zpomalovalo z počáteční rychlosti 100 km·h<sup>-1</sup> pro zvýraznění dynamických účinků. Řízení vozidla bylo nastaveno na udržování přímého směru a reakční čas od počátku iniciace brzdění do maximální brzdné síly byl dle dat z reálného měření nastaven na 0,3 s.

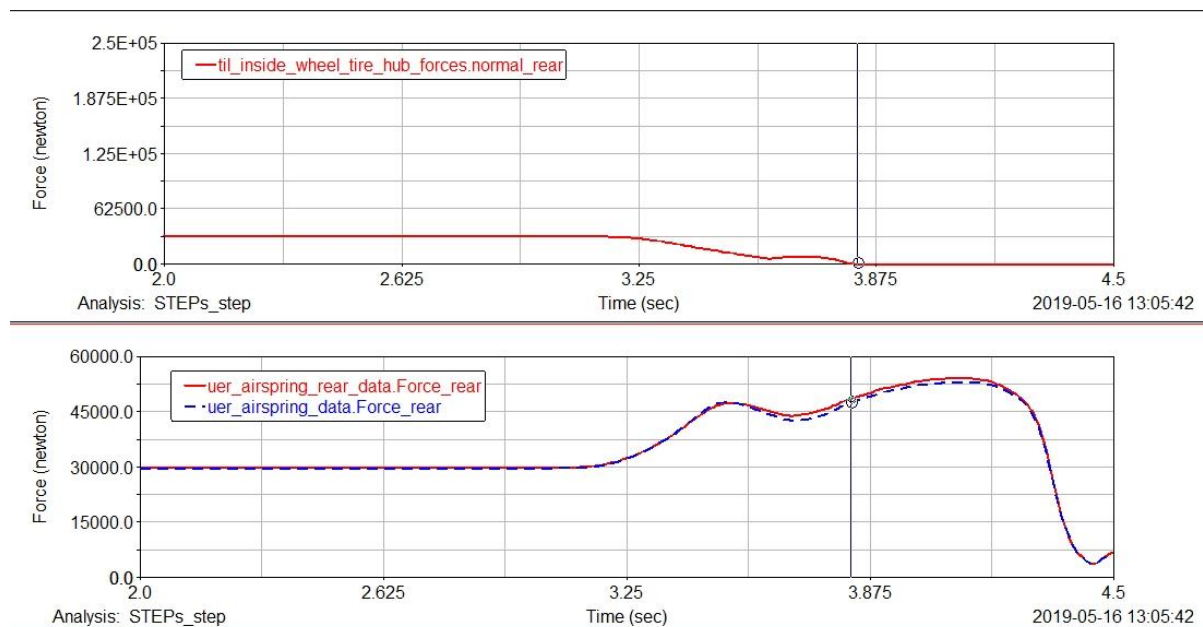
Následně byly v postprocesoru vyhodnoceny jednotlivé složky sil v sledovaných kinematických bodech. Dle vykresleného průběhu zpomalení byly odměřeny hodnoty zátěžných sil pro 0,8 g. Rozkmit v počátku zpomalení je nejspíš dán detailním nastavením šablony brzd, avšak v práci šlo o vyhodnocení maximálních sil při dosaženém zrychlení. Při jízdním stavu brzdění na mezi adheze byla dominantní podélná složka síly působící na čep nosníku. Nicméně oproti analytickému přístupu zde přibýly také ostatní osově složky sil a také samozřejmě síly od tlumičů. Veškeré výsledky jsou uvedeny a porovnány v kapitole 6.4.

#### 6.3.5 SIMULACE JÍZDY NA MEZI PŘEKLOPENÍ

Tento jízdní stav byl simulován pomocí příkazu *Step Steer* v sekci *Open-Loop Steering Events*. Doba simulace byla nastavena na 5 s, přičemž byl použit stejný krok, jako při brzdění. Dále bylo nutné zadat rychlost při zatáčení, hodnotu natočení volantu ve stupních a čas, za který se volant otočí. Pro první simulaci byla rychlost nastavena na 50 km·h<sup>-1</sup>, otočení volantu na 720 ° a čas otočení 1 s. Vyjma rychlosti nejsou tyto hodnoty až tak důležité, důležité je, aby se vozidlo dostalo na, nebo za hranu překlopení. V následném postprocesingu pak byl nalezen bod, při kterém ztratí zadní levé (zatáčení do leva) vnitřní kolo kontakt s vozovkou, respektive normálová síla na něj působící je nulová. V tomto bodě pak byly odečteny zatěžující síly sledovaných kinematických bodů na vnější straně nápravy.



Obr. 40 Vyhodnocení zatížení čepu nosníku při brzdění



Obr. 41 Vyhodnocení zatížení nosníku při překlpení

## 6.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ OBOU PŘÍSTUPŮ

### 6.4.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ

Při statickém zatížení se zde vyskutují pouze síly od pneumatických měchů. Jedná se o ustálený stav, tudíž zde nejsou zavedeny tlumiče. Hodnoty svislé síly z analytického výpočtu jsou mírně vyšší, než hodnoty získané z Adams. To je způsobeno tím, že v případě analytického výpočtu je místo působení síly v kontaktu kola s vozovkou a v případě Adams Car odměřují působící síly přímo na pneumatickém měchu, síly jsou tak částečně rozloženy do uložení nápravy. Při kontrole sil působících v kontaktu kol je výsledný rozdíl minimální a je přisouzen numerické chybě.

Tab. 9 Výsledné hodnoty ze statického zatížení

Způsob výpočtu	Orientace	Jednotky	Přední měch	Zadní měch	Čep silentbloku	Vnější kolo	Vnitřní kolo
Adams Car	x	[N]	0	0	0	0	0
	y		0	0	0	0	0
	z		-29 685	-29 862	0	-31 914	-31 911
Analytický	x		0	0	0	0	0
	y		0	0	0	0	0
	z		-31 870	-31 870	0	0	0

### 6.4.2 BRZDĚNÍ NA MEZI ADHEZE

Při tomto stavu se na rozdíl od analytického přístupu objevují síly od tlumičů. V porovnání s tíhovým zatížením nemají až tak významnou hodnotu, ale je potřeba je také uvažovat. Je zde také vidět rozdíl v zatížení od pružin, kdy se v simulaci Adams Car rozlišují hodnoty na přední a zadní straně nosníku. Dále je zde rozdíl v podélné síle na čep nosníku. Oba tyto rozdíly jsou nejspíš zapříčiněno pohybem nápravy v silentblocích uchycení.

Tab. 10 Hodnoty zatížení pro brzdění na mezi adheze

Způsob výpočtu	Orientace	Jednotky	Přední měch	Zadní měch	Přední tlumič	Zadní tlumič	Čep silentbloku
Adams Car	x	[N]	0	0	-99	-107	51 030
	y		0	0	97	60	424
	z		-30 884	-21 808	779	832	260
Analytický	x		0	0	0	0	66 560
	y		0	0	0	0	0
	z		-23 870	-23 870	0	0	0

### 6.4.3 JÍZDA NA MEZI PŘEKLOPENÍ

Stejně jako v předchozích stavech jsou, i při jízdě na mezi překlopení hodnoty z analytického výpočtu vyšší, než hodnoty získané simulací. Dle mého názoru jsou rozdíly dány maximálním

idealizováním a zjednodušením silové soustavy při analytickém přístupu, narozdíl od simulace v Adams Car, kde se síly rozloží do ostatních komponent a směrů zatížení. Na druhou stranu má sestavený model určité mezery v detailnějším nastavení například momentů setrvačnosti, nebo geometrii přední nápravy, což má jistě na výsledky také vliv. Pro podrobnější analýzu by bylo vhodné model rošířit, respektive více jej zadefinovat importováním co nejvíce získaných a nejlépe reálně naměřených dat. Ve výsledcích ze simulace překlopení se k zatížení nosníku přidávají síly od tlumičů a také podélná síla na čep uchycení.

*Tab. 11 Hodnoty pro jízdu na mezi překlopení*

Způsob výpočtu	Orientace	Jednotky	Přední měch	Zadní měch	Přední tlumič	Zadní tlumič	Čep silentbloku
Adams Car	x	[N]	0	0	-14	-11	-2 889
	y		0	0	-728	-390	113
	z		-46 766	-47 903	486	109	283
Analytický	x		0	0	0	0	0
	y		0	0	0	0	0
	z		-63 740	-63 740	0	0	0

Pro následnou pevnostní MKP analýzu nosníku nápravy budou použity hodnoty zatížení získané ze simulace Adams Car, z důvodu komplexnějšího pokrytí zatížení a získání síl působících přímo v bodech uchycení.

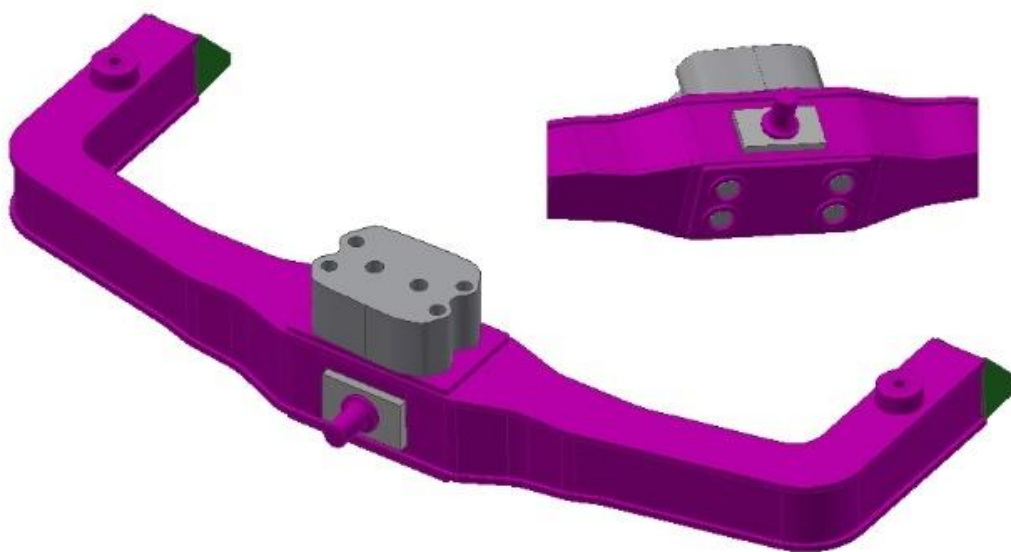


## 7 PEVNOSTNÍ ANALÝZA NOSNÍKU NÁPRAVY

Pro pevnostní analýzu zatíženého nosníku byl vybrán program Ansys Workbench 18.1, jehož základy se vyučují v průběhu studia na FSI. Jedná se o inženýrský systém využívající metodu konečných prvků (FEM – Final Element Method). Nosník zde byl zatížen získanými silami ze stanovených jízdních stavů (kapitola 6.1), a dále byly vyhodnoceny jednotlivé maximální redukované napětí v namáhaných oblastech.

### 7.1 PŘÍPRAVA MODELU PRO MKP ANALÝZU

Reálný model nosníku je zhotoven jako svařovaná sestava a obsahuje tedy potřebná sražení pro koutové nebo ploché svary a také vůle pro zachycení výrobních nepřesností. Tyto technologické úpravy by však mohly následně zkreslit výsledky výpočtu, proto byl pro MKP analýzu model zjednodušen a svařovaná místa, respektive jejich sražení, nahrazena plným materiálem. Pro zpřesnění výsledku byla do sestavy přidána část nápravy, ke které je přes šrouby nosník přichycen. Šrouby spolu s podložkami byly také vloženy. Z Inventoru byl poté připravený CAD model nosníku exportován ve formátu .step. Takto připravený model byl poté vložen do nově připravené analýzy Static Structural, v prostředí Ansys Workbench. Na Obr. 44 je zobrazena upravená sestava a detail zobrazení vložených šroubů, ty jsou pro zjednodušení vymodelovány bez závitů a bez vnitřního šestihranu pro nasazení klíče.

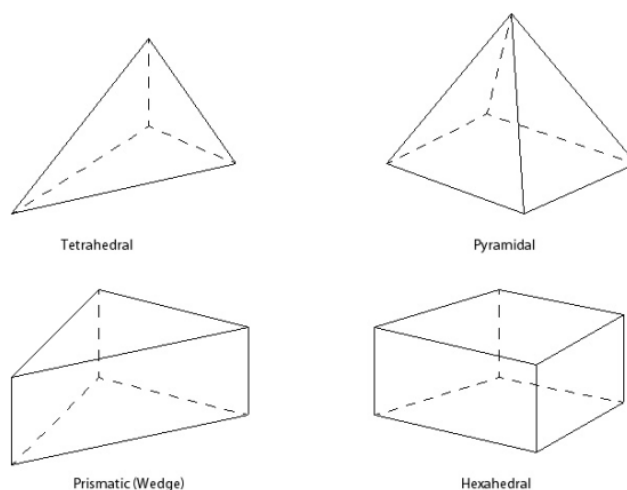


*Obr. 42 Upravený model pro export do programu Ansys Workbench*

## 7.2 PŘÍPRAVA SÍTĚ

Počet elementů a kvalita sítě společně souvisí s přesností výsledků a dobou výpočtu. Proto byl v prvním kroku model nasítován hrubší sítí, při kterém výpočet rychleji zkonvergoval a podle dosažených výsledků mohla být síť dále upravena ve zjištěných kritických oblastech zatížení.

V těchto oblastech bylo provedeno zjemnění sítě, tedy zmenšení velikosti jednotlivých prvků. Nejmenší prvek byl použit na čepu nosníku (3 mm) a největší na horní a spodní ploše nosníku (10 mm). Tvar nosníku není složitý, proto byla pro většinu těles přiřazena metoda Hex-Dominant, ta nahradí stávající trojúhelníkovou síť, sítí tvořenou šestistěny. Výhodou metody Hex-Dominant je, že při stejné velikosti hrany buňky obsahuje méně než polovinu elementů, na rozdíl od metody Tetrahedron. Konečná síť obsahovala celkem 372 369 uzlů a 115 400 elementů.



Obr. 43 Typy běžně používaných elementů sítě [19]

## 7.3 UČENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK A ZATÍŽENÍ

Mezi okrajové podmínky se v tomto případě řadí jednotlivé materiálové charakteristiky, kontakty mezi tělesy a zatížení.

### 7.3.1 MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY

Vlastnosti materiálů byly přidány v modulu Engineering Data. Vyjma šroubů a desky, na které je přichycen čep silentbloku, je nosník tvořen plechy ze stejného materiálu - ocel S355J0.



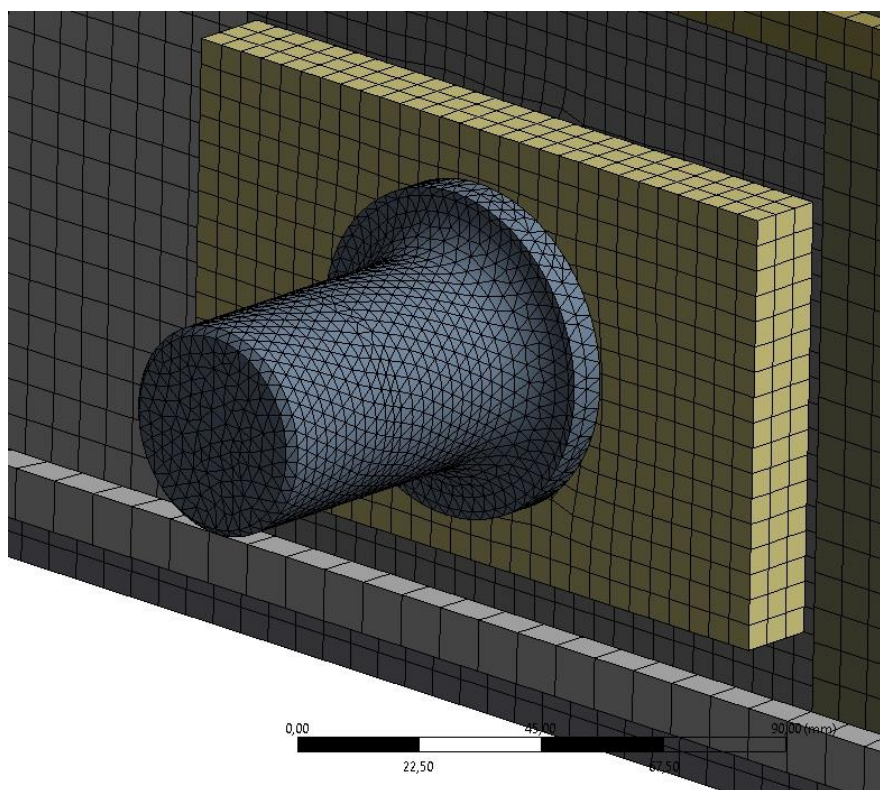
Tab. 12 Mechanické vlastnosti použitých materiálů[20],[21]

Označení materiálu	Mez kluzu Re [MPa]	Mez pevnosti v tahu Rm [MPa]
S355J0	355	470-630
S460MC	460	520-670
Pevnostní třída šroubu	-	-
12.9	1220	1220

### 7.3.2 KONTAKTY A VAZBY

V první řadě byla zavazbena přidaná část zadní nápravy. Práce se zabývá analýzou navrhnutého nosníku, tato část tedy není vyhodnocována, a proto byla zadána jako fixní, respektive byl znemožněn její posuv a rotace ve všech směrech vzhledem k okolnímu prostoru.

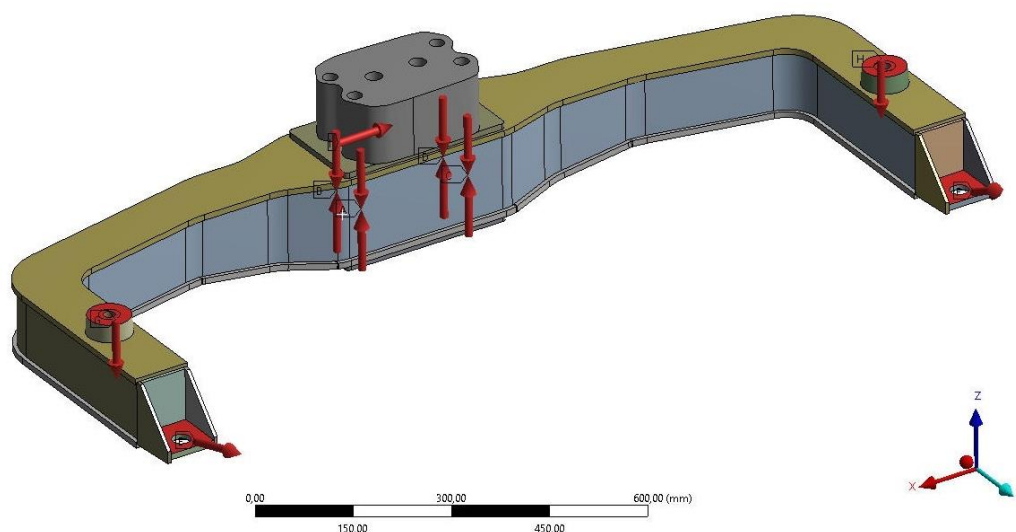
V dalším bodě byly přidány kontakty mezi šrouby a nosníkem s nápravou. Kontakt šroubu s nápravou byl nastaven jako pevný – *bonded*. Uvažuje se tedy, že šrouby jsou dostatečně tuhé a utaženy na požadovaný moment. Pro plochy mezi šroubem, podložkami a výztuhami nosníku byl nastaven typ kontaktu *frictional* s maximální hodnotou koeficientu tření 0,2. Stejně tak pro plochy mezi nosníkem a nápravou.



Obr. 44 Detailní pohled na nasítovaný čep nosníku

### 7.3.3 ZATÍŽENÍ

Dále byly vloženy získané zatížení z předchozí kapitoly 6.4. Pro každý jízdní stav byla vytvořena samostatná analýza. Síly byly pomocí jejich jednotlivých složek ( $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) vloženy do míst jejich působíště. V poslední řadě bylo ještě přidáno předpětí pro šrouby M24. Pro montáž nápravy byl na těchto šroubech stanoven utahovací moment zhruba 500 Nm, tento moment odpovídá síle předpětí okolo 100 kN. Působení sil je vidět na Obr. 45, síly zobrazené uprostřed nosníku představují předpětí šroubů.



Obr. 45 Působení sil v Ansys Workbench

## 7.4 VÝSLEDKY ANALÝZY

Ve všech třech případech analýzy je vyhodnocováno redukované napětí dle hypotézy HMH a dále byla spočítána také maximální deformace nosníku.

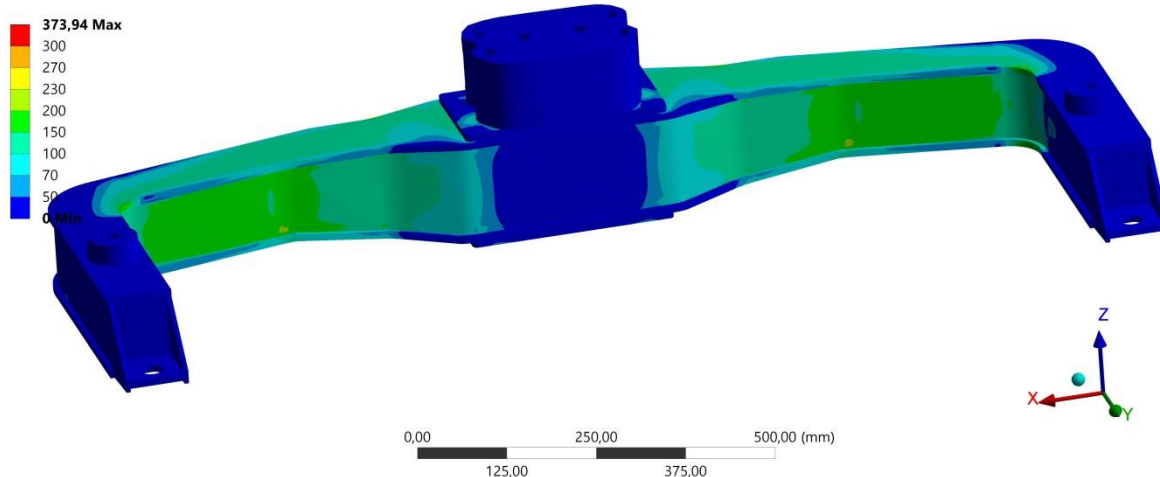
Již od začátku šlo predikovat, že nejvíce zatížená místa budou oblasti okolo zahnutí nosníku, jelikož se zde na rameni přenáší zatížení od pneumatických pružin. Stejně tak se dalo předpovědět místo s největší deformací, které leží na koncích zahnutí nosníku, v místě úchyty hydraulických tlumičů. Výsledná pevnostní analýza tento předpoklad potvrdila.

### 7.4.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ

První pevnostní analýza byla zaměřena na statické zatížení, kdy je nosník namáhán bez mála 60 kN ve svislém směru. Toto zatížení se projevuje především v místě zahnutí nosníku směrem k pneumatickým měchům. V nejvíce namáhaných místech je zobrazené redukované napětí Von-Mises v hodnotách okolo 200 MPa, přičemž hodnota meze kluzu materiálu je 355 MPa. Největší hodnoty napětí, přes 370 MPa, jsou dosaženy na šroubech upevňující nosník k nápravě, tyto šrouby však nejsou předmětem pevnostní analýzy práce, navíc jejich hodnota meze kluzu je přes 1200 MPa. Nutno ještě dodat, že se jedná o zatížení při maximálně obsazeném vozidle, tento stav tedy není v meziměstském provozu zcela běžný, ale samozřejmě je nutné na něj nosník dimenzovat.

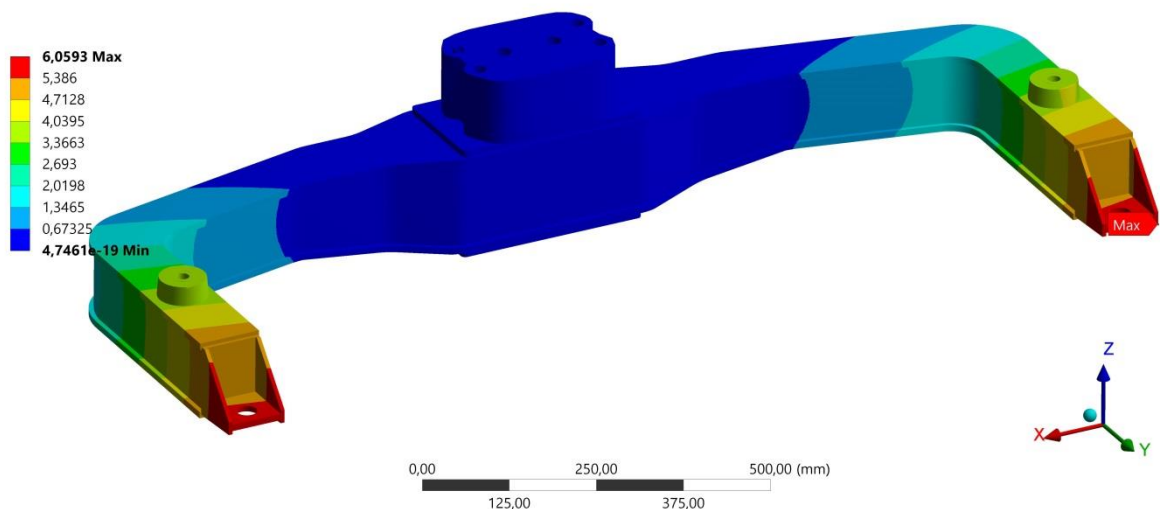
Dále byla vyhodnocena také celková deformace. Její maximální hodnoty jsou na koncích nosníku, v místech uchycení hydraulických tlumičů a dosahují cca 6 mm. Deformace nosníku není v těchto místech nikterak zásadně omezena, tudíž jsou hodnoty považovány za přijatelné.

E: Statika\_21\_5  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa



Obr. 46 Rozložení redukovaného napětí při statickém zatížení

E: Statika\_21\_5  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm

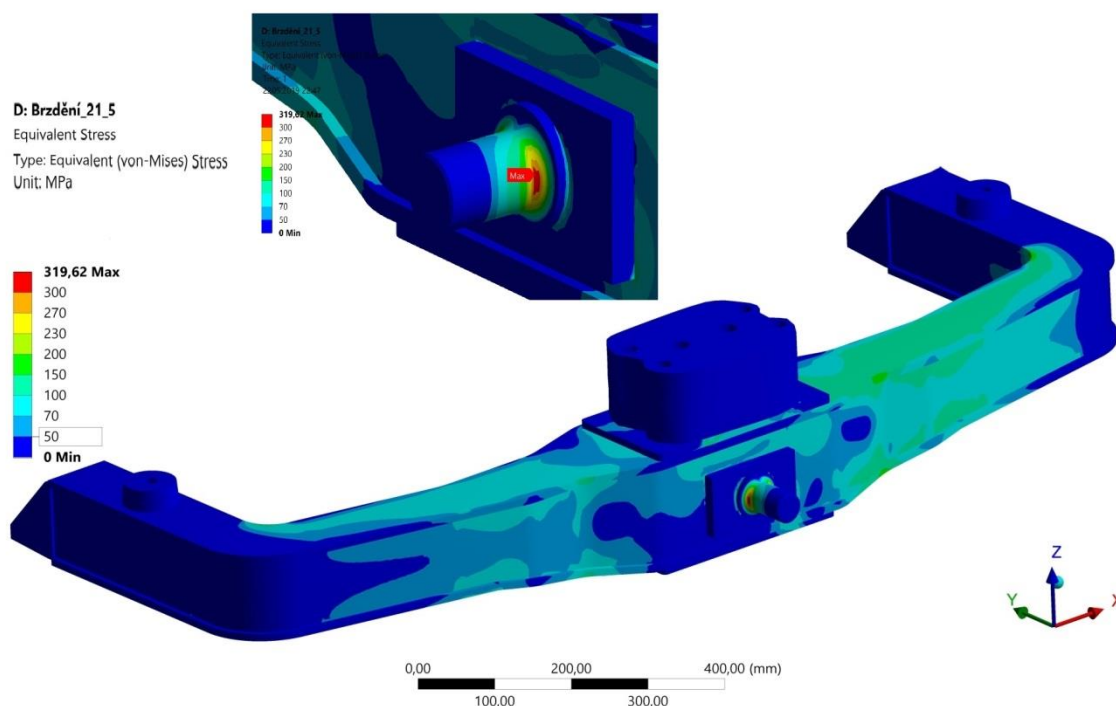


Obr. 47 Celková deformace při statickém zatížení

#### 7.4.2 BRZDĚNÍ NA MEZI ADHEZE

V této analýze šlo především o vypočtení napětí na čepu nosníku, který zachycuje síly, především v podélném směru od vodících tyčí. Působící síla na čep přesahuje v ose  $x$  50 kN.

Celkové zatížení ve svislém směru dosahuje podobných hodnot, jako v předchozí statické analýze, nicméně je zde výraznější asymetrie vůči ose rotace kola, rozdíl v zatížení od jednotlivých měchů činí zhruba 10 kN. Dále jsou zde zavedeny naměřené síly od hydraulických tlumičů. Působení těchto sil je určeno na plochu uchycení tlumiče. Způsob zadání tohoto působení z části jistě neodpovídá realitě, ale při porovnání velikosti těchto sil je považován za dostatečný.

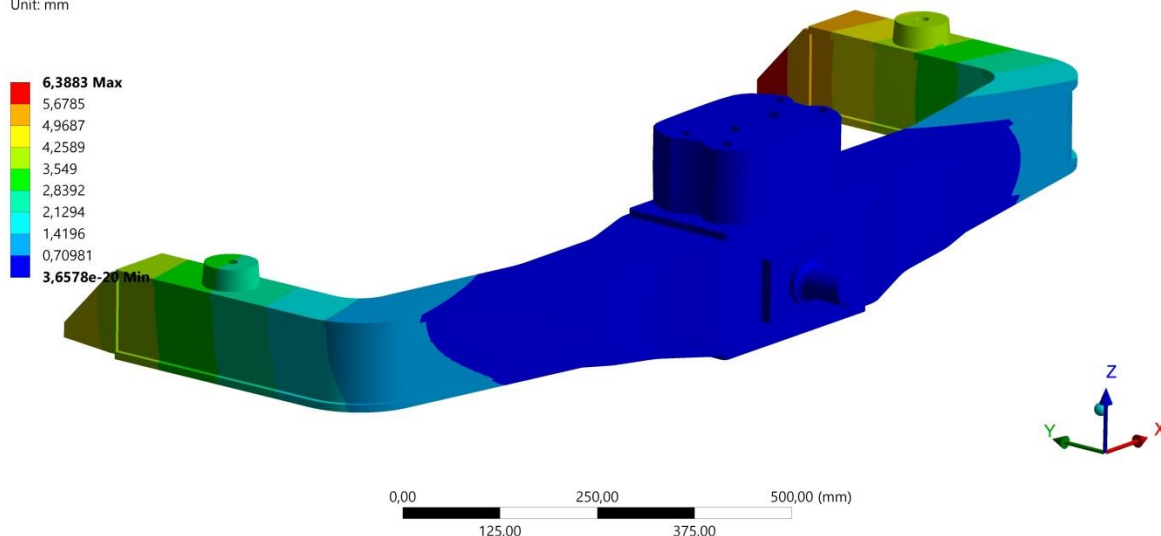


Obr. 48 Rozložení redukovaného napětí při jízdním stavu brzdění na mezi adheze

Maximální vyhodnocené napětí je podle předpokladů dosaženo na čepu nosníku, kdy je silou od vodící tyče ohýbán. Toto maximum je soustředěno v místě přechodu kontaktu silentbloku a dosahuje necelých 320 MPa. Čep je vyroben z oceli S355, tedy mez kluzu 355 MPa, dále je povrchově karbonitridován pro zvýšení tvrdosti a celkově zlepšení mechanických vlastností.

Celková deformace nosníku má takřka stejný charakter, jako v případě statického zatěžování. Dosahuje hodnot cca 6,5 mm. Deformace na čepu uložení je minimální.

D: Brzdění\_21.5  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm



Obr. 49 Celková deformace při jízdním stavu brzdění na mezi adheze

#### 7.4.3 JÍZDA NA MEZI PŘEKLOPENÍ

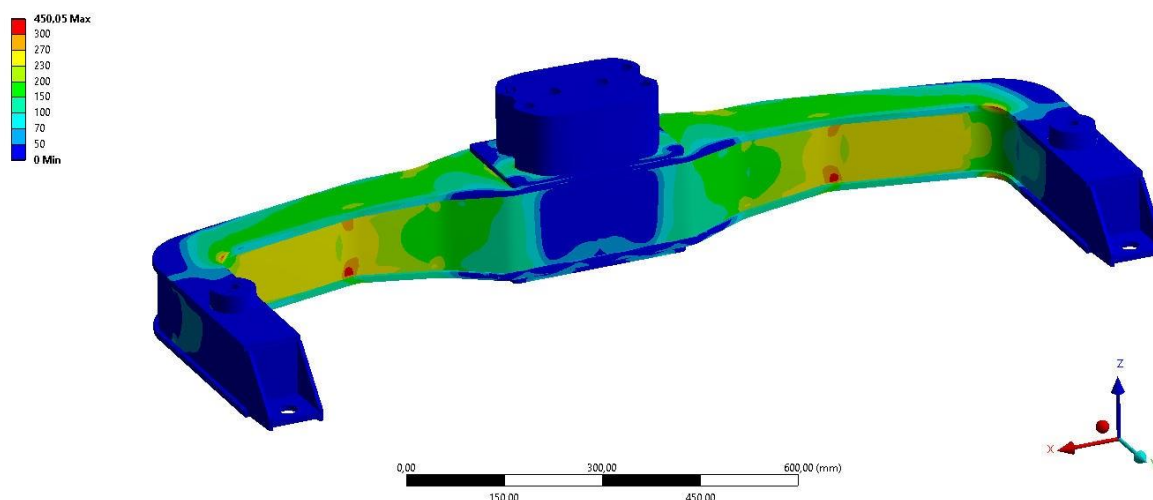
Poslední pevnostní analýza byla provedena se získanými silami ze simulace jízdy na mezi překlopení. V tomto případě jsou zde rapidně zvýšeny síly od měchů působící ve svislém směru, které dosahují hodnot přes 90 kN. Ramena nosníku jsou tedy silně namáhány v jejich zahnutí. Místa největšího zatížení jsou zde podobná, jako u statického zatížení, ovšem zde dosahuje redukované napětí maximálních hodnot zhruba 310 MPa. Je potřeba uvážit, že v těchto místech není počítáno s přidavným materiálem svarů, součásti jsou pouze spojeny kontaktem *bonded*. Navíc musíme také uvažovat, že v okolí svaru bude mít materiál zvýšenou pevnost, ale na druhou stranu bude křehčí. Rozložení a maximální píky napětí tak u reálné součásti budou lehce rozdílné.

Nejvyšší napětí je opět na pevnostních šroubech, kde dosahuje 450 MPa. Nutno opět dodat, že tento jízdní stav je již opravdu hraniční a v běžném provozu by rozhodně neměl nastat. V případě dosáhnutí tohoto bodu by, s největší pravděpodobností, následky znamenaly celkovou destrukci vozu a tedy i konec jeho provozu.

Maximální deformace je zde opět vyhodnocena na koncích ramen nosníku a jak už bylo zmíněno dříve, nosník v těchto místech není nikterak zásadně omezen v takové rozsahu pohybu. Hodnota maximální deformace činí cca 10,5 mm.



A: Překlopení  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa



## 7.5 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V průběhu všech třech analýz se objevily místa, která by bylo určitě možné optimalizovat například z hlediska použité tloušťky plechu apod. Za zcela předimenzované, při těchto zatížení, považuji výztuhy pod pneumatickými měchy. Samotný nosník nedisponuje takovou tuhostí, aby se výrazně projevilo zatížení takto navržených výztuh. Pro další návrhy by se také nabízely varianty lépe rozmístěných vyztužovacích žeber, která by bylo vhodné soustředit do míst zahnutí nosníku, kde se objevuje největší zatížení.

Nesmí se také zapomínat na možné únavové poškození z důvodu cyklického zatěžování. Pro zběžnou kontrolu byl proveden orientační výpočet součinitele bezpečnosti k meznímu stavu únavy.

Zatěžovací cyklus byl definován jako pulzující, kdy je nosník stále zatížen od tíhy vozidla a navíc se zde přidávají síly vzniklé například příčným přesunem zatížení při průjezdu zatáčkou. Na druhou stranu pak může být stejným způsobem také odlehčen při opačném směru zatočení.

Pro výpočet bylo stanoveno:

$$\sigma_m = 205 \text{ MPa}, \sigma_a = 105 \text{ MPa}, k_a = 0,666, k_b = 1, k_c = 1, k_d = 1, k_e = 0,868, k_f = 1$$

, kde  $\sigma_m$  je střední napětí,  $\sigma_a$  amplituda napětí,  $k_a$  součinitel vlivu jakosti povrchu,  $k_b$  součinitel vlivu velikosti,  $k_c$  součinitel způsobu zatěžování,  $k_d$  součinitel vlivu teploty,  $k_e$  součinitel spolehlivosti,  $k_f$  součinitel ostatních vlivů. [22]

Dle [22] můžeme stanovit odhad meze únavy jako:

$$\sigma_c = 0,504R_m = 252 \text{ MPa}$$

Tuto hodnotu dále vynásobíme stanovenými součiniteli a dostáváme korigovanou mez únavy [22]:

$$\sigma_{c'} = \sigma_c k_a k_b k_c k_d k_e k_f = 145,625 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy dle Langerova kritéria a kritéria ASME je dán [22]:

$$k_u = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{c'}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{R_e}\right)^2}} = 1,052$$

Nutno ale podotknout, že se jedná pouze o orientační výpočet, který napoví, na které straně bezpečnosti se pohybujeme. Většina koeficientů zde byla pro zjednodušení zanedbána. Cyklické namáhání je samozřejmě potřeba řešit detailněji. Je zde potřeba zavést životnost celého autobusu, která je stanovena na 800 000, tudíž i jeho jednotlivé komponenty budou navrhovány na určitý počet cyklů. Zároveň je také nutné uvážit, že maximální zatížení, které jsou vyhodnocovány při mezních jízdních stavech, nejsou běžnou součástí provozu a například zatížení při jízdě na mezi překlopení by z hlediska bezpečné jízdy nemělo nastat nikdy.

## 8 ZHODNOCENÍ VYBRANÉ NÁPRAVY A JEJÍ ZÁSTAVBY

Náprava Meritor MC-17 byla po porovnání dalších dvou konkurentů shledána jako nejvíce vyhovující. Její výhoda spočívá především v dostatečně široké škále nabízených převodových poměrů, tudíž zde není problém v použití všech třech typů převodovek, které se do autobusů příměstské dopravy dodávají.

Jako další výhody, které při výběru rozhodovaly, jsou brány příznivé zástavbové rozměry a způsob uložení. Na rozdíl od konkurenční Dany je uchycení vodících tyčí na nápravě řešeno výhodněji z hlediska volného prostoru nad nápravou a také z hlediska namáhání silentbloku uložení, kdy místo jednoho jsou zde dva (každá tyč má svoje uložení). Toto řešení s sebou přineslo výhody v jednodušší zástavbě do rámu vozu, respektive zde nebyly nutné takové zásadní změny, které by byly nutné při volbě jiné varianty. Zástavba do rámu vozu byla navrhována s přihlédnutím na zachování dostatečné variability pro následné individuální konfigurace ze strany zákazníka.

Dále se zde podařilo, i se změnou rozměrů přístupových schodů na zadní středněpodlažní část, zachovat potřebný volný prostor pro umístění 30l vzduchojemu pro brzdový systém.

Z konstrukčního hlediska se tak povedlo splnit všechny prvotní předpoklady pro zástavbu nové nápravy s většími 22,5“ koly. Okolní rám působí na první pohled kompaktně a nenese známky možných kritických míst při namáhání. Návrh rámu bude posléze podroben pevnostní analýze, kterou provede externí výpočtová společnost.



## ZÁVĚR

V první části práce bylo vytvořeno zběžné porovnání konkurenčních vozů od ostatních výrobců. Bohužel zde bylo značné omezení z důvodu nedostatečného množství dostupných informací. Proto byly spíše stanoveny parametry, kterými je potřeba se při návrhu nového modelu důkladněji zabývat.

V další části bylo provedeno porovnání třech vybraných variant zadní hnané nápravy. Z tohoto porovnání vyšla jako nevhodnější adept náprava od společnosti Meritor. Ta téměř ve všech směrech vykazovala příznivé vlastnosti z hlediska možné volby převodových poměrů a dále také její zástavbu do rámu vozu.

Dalším krokem byl návrh nosníku nápravy. V počátku návrhu byly nejprve stanoveny základní rozměry rozmístění pneumatických měchů a vodících tyčí, od kterých se odvíjel konečný tvar nosníku. Rozmístění těchto komponent také úzce souviselo s výsledným tvarem rámu. Nosník byl ještě v konečné fázi opatřen žebry a podporami pro zvýšení celkové tuhosti.

Dále byl zhotoven konstrukční návrh okolního rámu vozu. Zvolenou nápravu spolu s novým nosníkem a dalšími komponenty se podařilo uložit a uchytit bez výraznějších zásahů do základních tvarů rámu. Návrh byl zpracován se snahou zachovat nízké výrobní náklady a použití co nejvíce již vyráběných dílů.

Druhá polovina práce se zabývala definováním jízdních stavů a získání zátěžných sil pro pevnostní analýzu nosníku nápravy. Působící síly byly nejprve pro porovnání vypočteny analyticky a poté byl sestaven model celého vozu v Adams Car, na kterém byly provedeny simulace jednotlivých jízdních stavů. Ve snaze se o co největší přiblížení k reálnému modelu byly do Adams Car importovány získané charakteristiky použitých tlumičů, pružin, silentbloků a parametry brzd. Avšak pro opravdu precizní nastavení a odladění všech charakteristik vozu, pro získání co nejpřesnějších výsledků, by nejspíše musela být celá práce zaměřena výhradně na tvorbu tohoto modelu, jelikož rozsah možností při individuálním nastavování je opravdu veliký. Z provedených simulací byly tedy následně odměřeny hodnoty maximálního zatížení, které byly použity pro pevnostní analýzu.

Analýza napjatosti nosníku nápravy byla provedena v programu Ansys Workbench. Byly zde vyhodnoceny oblasti a hodnoty maximálního redukovaného napětí dle hypotézy HMM a nastíněna možná optimalizace při dalším návrhu. Také zde byl nastíněn odhad životnosti z hlediska meze únavy. Jednalo se o pouze orientační výpočet, tato část by si v dalším pokračování návrhu samozřejmě zasloužila zvýšenou pozornost.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Interní podklady společnosti SOR spol. s r.o.
- [2] *SOR Libchavy: Meziměstský autobus SOR C12* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: [https://www.sor.cz/wp-content/uploads/2017/09/C\\_95-105-12\\_CZ\\_LoRes.pdf](https://www.sor.cz/wp-content/uploads/2017/09/C_95-105-12_CZ_LoRes.pdf)
- [3] *Safety features: Electronic Stability Control* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://mycardoeswhat.org/safety-features/electronic-stability-control/>
- [4] *Technology and Competence: Electronic braking system* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.bus.man.eu/bs/en/fascination-and-technology/technology-and-competence/technology/electronic-braking-system/Electronic-braking-system.html>
- [5] *SOR Libchavy: Meziměstský autobus SOR CN 12* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: [https://www.sor.cz/wp-content/uploads/2017/09/CN\\_12-123\\_CZ\\_LoRes.pdf](https://www.sor.cz/wp-content/uploads/2017/09/CN_12-123_CZ_LoRes.pdf)
- [6] *SOR Libchavy: Meziměstský autobus SOR CNG 12* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: [https://www.sor.cz/wp-content/uploads/2018/11/CNG\\_105-12-123\\_CZ\\_NEW\\_LoRes.pdf](https://www.sor.cz/wp-content/uploads/2018/11/CNG_105-12-123_CZ_NEW_LoRes.pdf)
- [7] *Crossway Low Entry* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.iveco.com/ivecobus/cz-cz/produkty/pages/iveco-bus-crosswayle.aspx>
- [8] *Solaris: Urbino* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.solarisbus.com/en/vehicles/conventional-drives/urbino>
- [9] *Mercedes-Benz: Citaro* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: [https://www.mercedes-benz-bus.com/cs\\_CZ/models/citaro.html](https://www.mercedes-benz-bus.com/cs_CZ/models/citaro.html)
- [10] *Setra: MultiClass S 415 LE business* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.setra-bus.com/cs-cz/vozidla/multiclass/s-416-le-business/s-415-le-business.html>
- [11] *MAN: Lion's City* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.bus.man.eu/bs/en/city-buses/man-lions-city/low-entry/Low-Entry.html>
- [12] *Volvo: 8900* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.volvobuses.se/sv-se/our-offering/buses/volvo-8900.html>
- [13] *Met de D Van Diesel: A360* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.vanhool.be/en/public-transport/agamma/diesel>
- [14] *Volvo Service Manual: TP 15052/I* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <http://www.volvodemort.com/technical/volvo/manuals/service/tp15052/group72/index.html>

- [15] *Mercedes Benz Neue Hinterachstrager links und rechts fur Setra und Mercedes* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: [https://autoline-eu.ie/img/s/spare-part-fastenersMERCEDES-BENZ-NEUE-HINTERACHSTRAGER-LINKS-UND-RECHTS-FUR-SETRA-UND-MERCEDES---1513082492648527286\\_big--17121214393305856600.jpg](https://autoline-eu.ie/img/s/spare-part-fastenersMERCEDES-BENZ-NEUE-HINTERACHSTRAGER-LINKS-UND-RECHTS-FUR-SETRA-UND-MERCEDES---1513082492648527286_big--17121214393305856600.jpg)
- [16] *Axle Systems: Rear Axle System A 132* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: [https://www.zf.com/products/en/buses/products\\_29197.html](https://www.zf.com/products/en/buses/products_29197.html)
- [17] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Brno, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [18] VLK, F. *Automobilová technická příručka*. Brno, 2003. ISBN 80-238-5273-6.
- [19] *Valid Mesh Elements in CFX* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfx\\_ref/i1357575.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfx_ref/i1357575.html)
- [20] *Svařování a dělení: Volba konstrukčních ocelí pro stavební svařované konstrukce podle významu označení* [online]. In: . 1.11.2013 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <http://www.konstrukce.cz/clanek/volba-konstrukcnich-oceli-pro-stavebni-svarovane-konstrukce-podle-vyznamu-oznaceni/>
- [21] *Mechanické vlastnosti ocelových šroubů* [online]. In: . [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html>
- [22] SHINGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Vysoké učení technické v Brně: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629.
- [23] MOTL, J. *Vliv okamžitého zatížení vozidel na jejich brzdnou dráhu*. Brno, 2009. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	[mm]	Svislá vzdálenost horního uložení vodící tyče od osy rotace kola
$B$	[-]	Bod uchycení spodní vodící tyče k nosníku nápravy
$c$	[mm]	Svislá vzdálenost spodního uložení vodící tyče od osy rotace kola
$C$	[-]	Bod uchycení horní vodící tyče k nápravě
$F_{Ax}$	[N]	Podélná síla na čep nosníku
$F_{B1}$	[N]	Brzdná síla na kolo
$F_{Bn}$	[N]	Svislé zatížení nosníku při brzdění
$F_{Bn1}$	[N]	Svislé zatížení jedné strany nosníku při brzdění
$F_{Nz1}$	[N]	Normálová síla na kolo při statickém zatížení
$F_{Nz2}$	[N]	Normálová síla na kolo při brzdění
$F_{Nz3}$	[N]	Normálová síla na vnější kolo při jízdě na mezi překlopení
$F_{pn}$	[N]	Svislé zatížení nosníku při jízdě na mezi překlopení
$F_{pn1}$	[N]	Svislé zatížení jedné strany nosníku při jízdě na mezi překlopení
$F_S$	[N]	Statické zatížení nosníku nápravy
$F_{S1}$	[N]	Statické zatížení jedné strany nosníku nápravy
$F_{y3}$	[N]	Boční síla na vnější kolo při jízdě na mezi překlopení
$h_T$	[mm]	Výška těžiště od roviny vozovky
$k_a$	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu
$k_b$	[-]	Součinitel vlivu velikosti
$k_c$	[-]	Součinitel vlivu způsobu zatížení
$k_d$	[-]	Součinitel vlivu teploty
$k_e$	[-]	Součinitel vlivu spolehlivosti
$k_f$	[-]	Součinitel ostatních vlivů
$k_u$	[-]	Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy
$l_R$	[mm]	Rozvor náprav
$l_r$	[mm]	Rozchod nápravy
$m_{Gp}$	[kg]	Maximální povolené zatížení přední nápravy
$m_{Gz}$	[kg]	Maximální povolené zatížení zadní nápravy
$q$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$Q_z$	[N]	Celkové zatížení zadní nápravy
$Q_{z2}$	[N]	Zatížení zadní nápravy při brzdění
$r_d$	[mm]	Dynamický poloměr kola

$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$\sigma_a$	[MPa]	Amplituda napětí
$\sigma_C$	[MPa]	Mez únavy
$\sigma_{C'}$	[MPa]	Korigovaná mez únavy
$\sigma_m$	[MPa]	Střední napětí
$USS$	[-]	Pomocný souřadný systém v programu Inventor
$z$	[-]	Poměrné zpomalení
$\Delta Q_{z2}$	[N]	Odlehčení zadní nápravy
$\mu_y$	[-]	Součinitel boční přilnavosti

## SEZNAM PŘÍLOH

- P1 Zvolená náprava osazená nosníky a použitými komponenty + vysítovaný nosník
- P2 Návrh rámu zadní části vozu
- P3 Pevnostní analýza při statickém zatížení
- P4 Pevnostní analýze při brzdění na mezi adheze
- P5 Pevnostní analýza při průjezdu zatáčkou na mezi překlopení